



**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**

FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA

UNI-RUPAP

MONOGRAFÍA PARA OPTAR AL TÍTULO  
DE INGENIERO MECÁNICO

**TÍTULO DE MONOGRAFÍA**

DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA EL PROYECTO  
ENERGÉTICO “LA SIRENA”

**AUTORES**

IVÁN ERNESTO MONTERO SILES    2005-20488

WILLIAM ALEXANDER SANTANA SALINAS    2005-20543

**TUTOR**

ING. SILVIO R. SOLÓRZANO MOODY

**MANAGUA, NICARAGUA; 20 SEPTIEMBRE 2010**



## Contenido

I.	<b><u>INTRODUCCIÓN</u></b>	1
II.	<b><u>OBJETIVOS</u></b>	
	<i>General</i>	2
	<i>Específicos</i>	2
III.	<b><u>JUSTIFICACIÓN</u></b>	3
IV.	<b><u>ANTECEDENTES</u></b>	
	<i>Generalidades del proyecto</i>	4
V.	<b><u>HIPÓTESIS</u></b>	6
VI.	<b><u>MATERIAL Y MÉTODO</u></b>	7
VII.	<b><u>MARCO TEÓRICO</u></b>	
	i. Definición de turbina hidráulica.	8
	ii. Clasificación de las turbinas hidráulicas.	9
	a. De acuerdo a la presión en el rodete.	9
	1. Turbinas de acción.	9
	2. Turbina de reacción.	9
	b. De acuerdo a la dirección del flujo.	10
	1. Flujo tangencial.	10
	2. Flujo axial.	10
	3. Flujo diagonal	10
	iii. Descripción técnica de la turbina Francis.	10
	a. Clasificación de la turbina Francis.	11
	b. Componentes principales de la turbina Francis.	12
	1. Cámara espiral.	13
	2. Distribuidor.	14
	3. Rotor.	17
	4. Tubo de succión.	17
	5. Eje del rotor.	18
	6. Cojinetes.	18
VIII.	<b><u>PARÁMETROS DE DISEÑO</u></b>	21
	<i>Selección de caudal de diseño.</i>	22
	i. Caudal.	22



a.	<b>Embalse.</b>	<b>24</b>
b.	<b>Caudal a extraer del embalse.</b>	<b>25</b>
c.	<b>Afluentes máximos.</b>	<b>26</b>
ii.	<b>Altura o carga.</b>	<b>26</b>
<b>IX.</b>	<b><u>DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES</u></b>	
	<b>Selección del tipo de turbina.</b>	<b>28</b>
	<b>Potencia, Velocidad específica y otros parámetros.</b>	<b>29</b>
i.	<b>Capacidad instalada de la planta.</b>	<b>29</b>
ii.	<b>Potencia generada por cada turbina.</b>	<b>30</b>
iii.	<b>Velocidad específica recomendada.</b>	<b>30</b>
iv.	<b>Velocidad angular de operación.</b>	<b>33</b>
v.	<b><math>n_s</math> real para estas condiciones.</b>	<b>33</b>
	<b>Rotor</b>	<b>34</b>
i.	<b>Gráficas para dimensionamiento.</b>	<b>34</b>
ii.	<b>Dimensiones del rotor.</b>	<b>37</b>
	a. <b>Diámetro medio a la entrada del rotor.</b>	<b>37</b>
	b. <b>Diámetro medición a la entrada del rotor.</b>	<b>37</b>
	c. <b>Cantidad de álabes del rotor.</b>	<b>38</b>
	d. <b>Altura de álabes directrices.</b>	<b>38</b>
	e. <b>Altura de la llanta.</b>	<b>38</b>
iii.	<b>Espesores</b>	<b>39</b>
	a. <b>Espesor de la corona y llanta.</b>	<b>39</b>
	b. <b>Espesor del cubo.</b>	<b>40</b>
	c. <b>Espesor del álabe.</b>	<b>40</b>
iv.	<b>Forma del ducto entre álabes del rotor.</b>	<b>41</b>
	<b>Triángulo de velocidades.</b>	<b>42</b>
i.	<b>Entrada del rotor.</b>	
	a. <b>Velocidad tangencial del álabe a la entrada del rotor.</b>	<b>43</b>
	b. <b>Componente tangencial de la velocidad absoluta.</b>	<b>43</b>
	c. <b>Velocidad absoluta del fluido.</b>	<b>43</b>
	d. <b>Velocidad relativa.</b>	<b>43</b>
	e. <b>Ángulo de entrada del álabe.</b>	<b>43</b>
ii.	<b>Salida del rotor.</b>	
	a. <b>Velocidad tangencial del álabe a la salida del rotor.</b>	<b>44</b>
	b. <b>Velocidad absoluta del fluido.</b>	<b>44</b>
	c. <b>Ángulo de salida del álabe.</b>	<b>44</b>
	d. <b>Velocidad relativa.</b>	<b>44</b>



<b>Pérdidas de carga en tubería de admisión.</b>	<b>45</b>
i. <b>Pérdidas primarias en tubería de admisión.</b>	<b>45</b>
a. <b>Velocidad del agua y diámetro de la tubería.</b>	<b>45</b>
b. <b>Coeficiente de fricción. Diagrama de Moody.</b>	<b>46</b>
c. <b>Pérdida de carga.</b>	<b>46</b>
ii. <b>Pérdidas secundarias en tubo de admisión.</b>	<b>48</b>
<b>Tubo de desfogue o succión.</b>	<b>49</b>
i. <b>Dimensionamiento.</b>	<b>49</b>
a. <b>Profundidad del tubo de succión.</b>	<b>49</b>
b. <b>Longitud horizontal del tubo.</b>	<b>49</b>
c. <b>Sección de salida y entrada del tubo.</b>	<b>50</b>
1. <b>Alto de la sección.</b>	<b>50</b>
2. <b>Ancho de la sección.</b>	<b>50</b>
d. <b>Radio de curvatura del tubo.</b>	<b>50</b>
ii. <b>Ángulo de expansión del tubo.</b>	<b>51</b>
a. <b>Velocidad a la salida del tubo.</b>	<b>51</b>
b. <b>Proyección del tubo.</b>	<b>51</b>
c. <b>Ángulo <math>2\theta</math>. Procedimientos trigonométricos.</b>	<b>52</b>
iii. <b>Altura de succión.</b>	<b>53</b>
<b>Ganancia de carga en tubo de succión.</b>	<b>56</b>
i. <b>Ganancia de carga.</b>	<b>56</b>
<b>Cámara espiral.</b>	<b>56</b>
i. <b>Diámetro de entrada al espiral.</b>	<b>57</b>
ii. <b>Diámetro de la circunferencia interna de la espiral.</b>	<b>58</b>
iii. <b>Diámetros de la cámara espiral.</b>	<b>58</b>
iv. <b>Espesor de la cámara espiral.</b>	<b>59</b>
v. <b>Tiempo de cierre de válvula mariposa.</b>	<b>60</b>
a. <b>Celeridad del agua.</b>	<b>60</b>
b. <b>Tiempo crítico.</b>	<b>61</b>
c. <b>Tiempo de cierre de válvula.</b>	<b>61</b>
<b>Álabes directrices.</b>	<b>63</b>
i. <b>Longitud periférica formada por los álabes.</b>	<b>63</b>
ii. <b>Longitud de los álabes.</b>	<b>64</b>
iii. <b>Cantidad de álabes directrices.</b>	<b>65</b>
iv. <b>Fuerza ejercida sobre los álabes.</b>	<b>66</b>
v. <b>Diámetro del eje de los álabes.</b>	<b>67</b>
vi. <b>Perfil hidrodinámico de los álabes.</b>	<b>68</b>
vii. <b>Servomotor.</b>	<b>68</b>



**Eje de transmisión de potencia.**

i.	<b>Cálculo para determinar el diámetro del eje.</b>	<b>69</b>
a.	<b>Momento torsor transmitido.</b>	<b>69</b>
b.	<b>Diámetro de eje.</b>	<b>70</b>

**Peso de los componentes.**

i.	<b>Peso del eje.</b>	<b>70</b>
ii.	<b>Peso del rotor.</b>	<b>70</b>
iii.	<b>Peso de la voluta.</b>	<b>71</b>

**Rodamientos.**

i.	<b>Cargas axiales.</b>	<b>71</b>
ii.	<b>Cargas radiales.</b>	<b>72</b>
iii.	<b>Selección del modelo del rodamiento.</b>	<b>73</b>

**Acoples.**

i.	<b>Calidad de fabricación de los pernos.</b>	<b>73</b>
ii.	<b>Características mecánicas mínimas.</b>	<b>74</b>
iii.	<b>Cálculo de fijación.</b>	<b>74</b>
a.	<b>Cálculo de número de pernos.</b>	<b>75</b>
1.	<b>Factor de forma.</b>	<b>78</b>
2.	<b>Tensión de apriete.</b>	<b>78</b>
3.	<b>Pérdida de tensión.</b>	<b>79</b>

**X. PRE-CÁLCULOS**

**Potencia y velocidad específica.** **80**

i.	<b>Capacidad instalada de la planta.</b>	<b>80</b>
ii.	<b>Potencia generada por cada turbina.</b>	<b>81</b>
iii.	<b>Velocidad angular de operación.</b>	<b>81</b>
iv.	<b><math>n_s</math> real para estas condiciones.</b>	<b>82</b>

**Pérdidas de carga**

i.	<b>Pérdidas primarias.</b>	<b>82</b>
ii.	<b>Pérdidas secundarias.</b>	<b>84</b>
iii.	<b>Pérdidas totales.</b>	<b>84</b>

**Ganancia de carga**

i.	<b>Dimensionamiento del tubo.</b>	<b>85</b>
ii.	<b>Ángulo de expansión.</b>	<b>86</b>
iii.	<b>Altura de succión.</b>	<b>87</b>

**Altura neta**

<b>88</b>
-----------



**XI. CÁLCULOS DE DISEÑO**

<b>Potencia, Velocidad específica y otros parámetros.</b>	<b>89</b>
i. Capacidad instalada de la planta.	89
ii. Potencia generada por cada turbina.	89
iii. Velocidad específica.	90
iv. Velocidad angular de operación.	90
v. Velocidad específica para las condiciones.	90

**Rotor**

i. Gráficas de dimensionamiento.	90
ii. Dimensiones del rotor.	92
iii. Espesores.	92

**Triángulo de velocidades**

i. Entrada del rotor.	93
ii. Salida del rotor.	94

**Tubo de desfogue**

i. Dimensionamiento.	95
----------------------	----

**Cámara de espiral.**

i. Diámetro de admisión del espiral.	96
ii. Diámetro interno de la espiral.	96
iii. Diámetros de la cámara.	96
iv. Espesor de la cámara espiral.	97
v. Tiempo de cierre de válvula mariposa.	98

**Álabes directrices.**

i. Longitud periférica formada por los álabes.	100
ii. Longitud de los álabes.	100
iii. Cantidad de álabes directrices.	101
iv. Obtención del diámetro del eje de los álabes.	102
v. Diámetro del eje del álabe.	103
vi. Servomotor.	104

**Eje de transmisión de potencia.**

i. Diámetro del eje.	104
----------------------	-----

**Pesos de los componentes.**

i. Peso del eje.	105
ii. Peso del rotor.	105
iii. Peso de la voluta.	106



**Rodamientos.**

<b>i.</b>	<b>Cargas axiales.</b>	<b>107</b>
<b>ii.</b>	<b>Cargas radiales.</b>	<b>108</b>
<b>iii.</b>	<b>Modelo del rodamiento.</b>	<b>108</b>

**Acople**

<b>i.</b>	<b>Cálculo de fijación.</b>	<b>108</b>
	<b>a. Número de pernos.</b>	<b>108</b>
	1. Factor de forma.	109
	2. Tensión de apriete.	109
	3. Pérdida de tensión.	110

<b>Notas de páginas</b>	<b>111</b>
-------------------------	------------

<b>XII.</b>	<b><u>CONCLUSIÓN</u></b>	<b>112</b>
<b>XIII.</b>	<b><u>RECOMENDACIONES</u></b>	<b>113</b>
<b>XIV.</b>	<b><u>BIBLIOGRAFÍA</u></b>	<b>114</b>
<b>XV.</b>	<b><u>ANEXOS</u></b>	<b>115</b>



## **Índice de Tablas**

---

<b>Tabla 1:</b> Selección del caudal de trabajo del río.	23
<b>Tabla 2:</b> Datos necesarios para análisis de la selección del caudal de diseño.	25
<b>Tabla 3:</b> Rugosidades de distintos materiales para tuberías	46
<b>Tabla 4:</b> Diseño hidráulico del tubo de succión. Valores $k$ en función de $n_s$	53
<b>Tabla 5:</b> Propiedades mecánicas para pernos de distintas clases.	74
<b>Tabla 6:</b> Dimensiones del perno a utilizar en los acoples.	76
<b>Tabla 7:</b> Dimensiones de la arandela para el perno seleccionado	76
<b>Tabla 8:</b> Longitud de la rosca en el perno seleccionado.	77
<b>Tabla 9:</b> Tensión de apriete	78
<b>Tabla 10:</b> Coeficientes y velocidades periféricas en el rotor.	91
<b>Tabla 11:</b> Velocidades absolutas importantes.	91





## **Índice de Gráficas**

---

<b>Gráfica 1:</b> Limnograma de caudal promedio mensual (Estación meteorológica 6963)	22
<b>Gráfica 2:</b> Permanencia del caudal durante el periodo 1964-2009	23
<b>Gráfica 3:</b> Campo de aplicación de las turbinas hidráulicas en el plano H-Q	28
<b>Gráfica 4:</b> Obtención de eficiencia de la turbina, Francis o Hélice, según las $n_s$	30
<b>Gráfica 5:</b> Velocidad específica en función de la carga.	32
<b>Gráfica 6:</b> Velocidades periféricas del rotor Francis según $n_s$ .	34
<b>Gráfica 7:</b> Velocidades importantes para el diseño de un rotor Francis según $n_s$ .	36
<b>Gráfica 8:</b> Diagrama de Moody, utilizado para obtener el coeficiente de fricción, $f$ , necesario en la fórmula Darcy Weisbach.	47
<b>Gráfica 9:</b> Coeficiente de fricción, $\zeta$ , de una válvula tipo mariposa.	48
<b>Gráfica 10:</b> Obtención de la presión barométrica, $B'$	54
<b>Gráfica 11:</b> Eficiencia del tubo de desfogue según relación de áreas y ángulo de expansión del tubo.	55
<b>Gráfica 12:</b> Disminución progresiva del diámetro de la cámara espiral según necesidades de gasto.	58
<b>Gráfica 13:</b> Abaco de Allievi para obtener el tiempo de cierre en el distribuidor de la turbina.	62
<b>Gráfica 14:</b> Criterio norteamericano (Allis Chalmers). Valores K según $n_s$ .	72
<b>Gráfica 15:</b> Factor de forma.	78
<b>Gráfica 16:</b> Pérdidas de tensión.	79



## **Índice de Anexos**

---

<b>Anexo 1:</b> Adaptación del rotor Francis según las revoluciones específicas.	i
<b>Anexo 2:</b> ángulos de expansión, recomendados para tubo de desfogue (sección rectangular o cilíndrica).	ii
<b>Anexo 3:</b> Análisis para selección de caudal de diseño.	ii
<b>Anexo 4:</b> Velocidad angular según número de polos.	iii
<b>Anexo 5:</b> Tabla de registros facilitada por el INETER, para determinar caudal promedio del río (original).	iv
<b>Anexo 6:</b> Tabla de registros del caudal del río (ampliada).	vi
<b>Anexo 7:</b> Aspectos técnicos de los rodamientos.	
a) Características técnicas.	ix
b) Selección del rodamiento (dimensiones y capacidad de carga).	xi
c) Dimensiones del rodamiento seleccionado.	xi
d) Visualización del rodamiento.	xii
<b>Anexo 8:</b> Electrodo para soldadura para el material de los componentes .	xii
<b>Anexo 9:</b> Imágenes de rotores tipo Francis a distintas $n_s$ .	xiii
<b>Anexo 10:</b> Visita en sitio del proyecto. Narración.	xiv
<b>Anexo 11:</b> Características importantes de la Aleación de acero recomendada para ciertos componentes.	
a) Características del acero (A220).	xv
b) Características del acero (A962).	xv
<b>Anexo 12:</b> Optativa: Uso de Espárragos en el acople rotor-eje.	xvii
<b>Anexo 13:</b> Diseño geométrico del rotor Francis.	xviii



### **Índice de Planos (Carpeta Anexa)**

---

**Plano 1:** Leyenda de planos.

**Plano 2:** Rotor, vista frontal.

**Plano 3:** Rotor, vista superior.

**Plano 4:** Rotor, corte.

**Plano 5:** Espárrago de acople Rotor-Eje.

**Plano 6:** Eje de transmisión.

**Plano 7:** Cámara espiral y Distribuidor.

**Plano 8:** Álabes directrices, móviles y fijos.

**Plano 9:** Tubo de desfogue.

**Plano 10:** Perfil álabes del rotor.

**Plano 11:** Plano de conjunto, corte.



## **OBJETIVOS**

### ***General***

---

Seleccionar el tipo de turbina hidráulica y realizar el diseño mecánico de la misma para el aprovechamiento hidroeléctrico “La Sirena”, ubicada en la cuenca del Río Viejo, departamento de Estelí.

### ***Específicos***

---

- a. Verificar y actualizar el caudal de diseño de la fuente, el río Viejo en Estelí.
- b. Seleccionar el tipo de turbina de acuerdo al caudal y altura para conocer el potencial de la misma.
- c. Realizar el diseño mecánico de la turbina.



## **JUSTIFICACIÓN**

La presente monografía será un aporte para complementar los documentos ya existentes, aumentando su atractivo ante inversionistas. Un estudio o una consultoría de este tipo tiene un costo que varía dependiendo del potencial del mismo; esto se debe a que el diseño mecánico de turbinas es un área especializada que no está estipulada en un contrato de estudio de factibilidad.

Con la entrada en operación de esta central se dejarán de comprar anualmente 41,391 toneladas de petróleo por año, es decir 304,344 barriles de petróleo; lo que conlleva a un ahorro de \$ 24,347,520 millones de dólares por año.

Con este trabajo monográfico se espera despertar interés en esta área de aplicación, ya que es de gran potencial para el Ingeniero Mecánico y sobre todo para el país. El conocimiento adquirido quedará plasmado en esta monografía, para que estudiantes logren acceder a él, utilizarlo como guía y respaldo para futuros proyectos o investigaciones.



## **ANTECEDENTES**

### ***Generalidades del proyecto hidroenergético “La Sirena”***

---

El proyecto energético “La sirena”, tiene gran trascendencia en el tiempo, puesto que el monitoreo de caudal y otros parámetros en distintos puntos (en la cuenca del Rio Viejo) vienen haciéndose desde el año 1962, por lo tanto ya es conocido el potencial hidroenergético de la cuenca, siendo de gran interés nacional. La localización del proyecto, está entre las centrales hidroeléctricas “Centroamérica” y “Carlos Fonseca Amador”; específicamente en las coordenadas geográficas: 13°01'59.64" N, 86°07'35.26" O.

Olvidado por un tiempo, el proyecto retomo fuerza durante los años 90, fecha en la que una firma de consultores (noruega-sueca) realizó un estudio, presentando el análisis de una gran cantidad de información (geológica, pluviométrica, hidrométrica, etc.) con el objeto de conocer la factibilidad del proyecto. Pero en tales estudios, no se presenta lo que compete al diseño mecánico de la(s) turbina(s); simplemente mencionan un tipo recomendado de turbina.

Ya que este estudio se realizó hace más de 10 años, el presente trabajo monográfico actualizó y desarrolló ciertos datos que por motivo del tiempo, han variado, por ejemplo el caudal del rio. Pero datos como: altura bruta (carga), tamaño del reservorio y capacidad de éste, longitudes de tuberías, etc.; se han retomado así como aparece en el estudio de factibilidad. Los datos que retomaremos de manera íntegra, son los siguientes:

- Altura bruta (carga): 93 metros
- Volúmenes del reservorio
- Longitud de tubería de admisión: 290 m (headrace + penstock)
- Alturas (msnm)

Estos y otros datos nos permitirán la realización de nuestro trabajo monográfico.

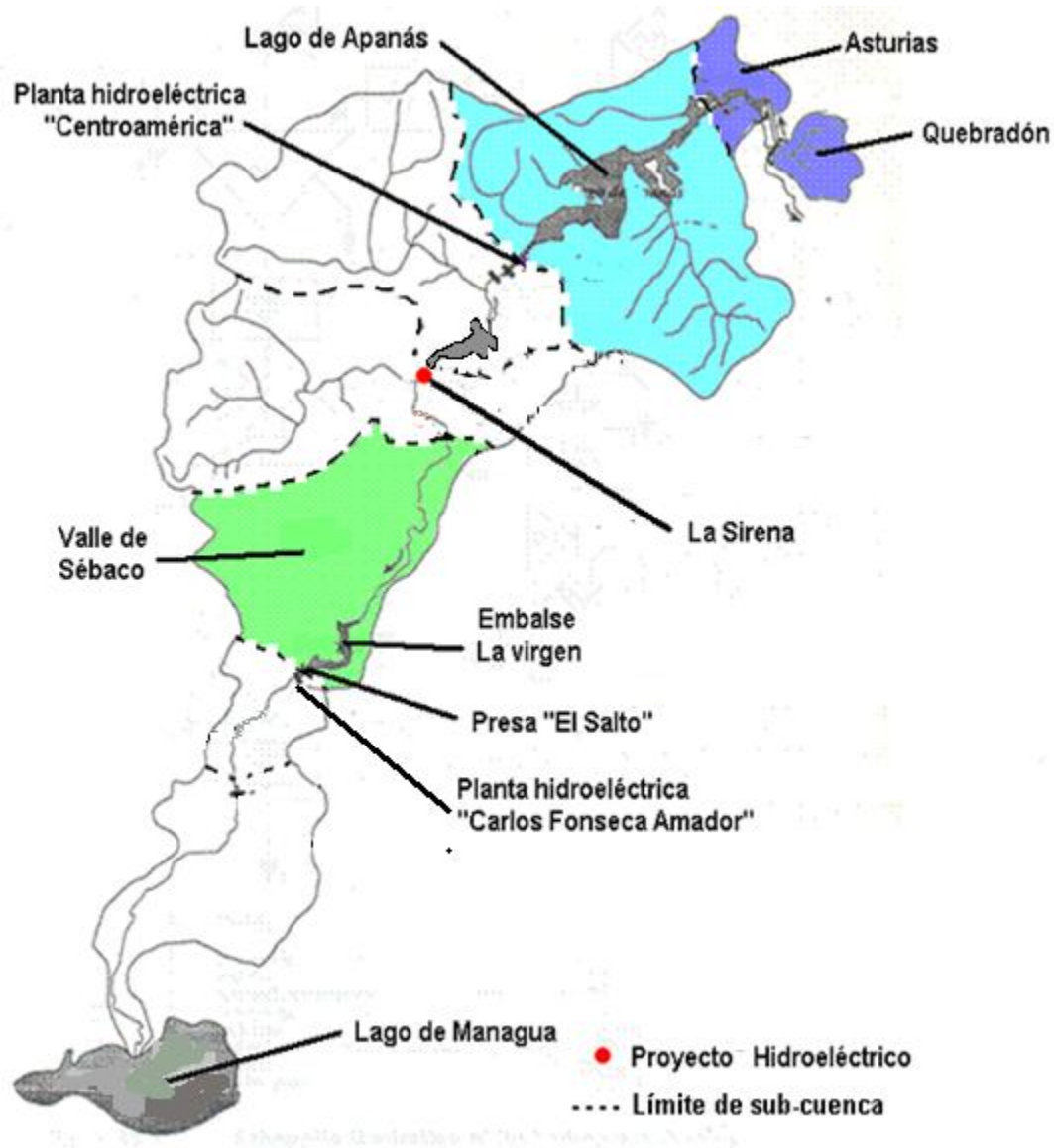


Figura 1: Localización del aprovechamiento hidroeléctrico “La Sirena” e instalaciones hidroeléctricas en las sub-cuencas del “Río Viejo”



## **HIPÓTESIS**

La Turbina hidroeléctrica que se diseñará, complementará el estudio sobre el proyecto hidroeléctrico “La Sirena” y aumentará su atractivo a los inversionistas,



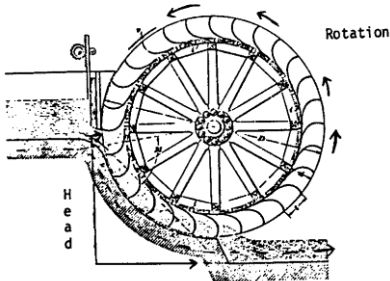


## MARCO TEÓRICO

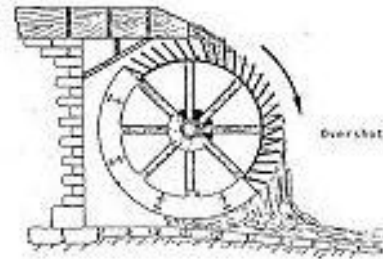
### *i. Definición de turbina hidráulica*

Motor rotativo que convierte en energía mecánica la energía de una corriente continua de un fluido (agua, vapor de agua o gas) que pasa a través de éste. El elemento básico de la turbina es la rueda o rotor, que cuenta con palas, hélices, álabes, cuchillas o cubos colocados alrededor de su circunferencia, de tal forma que el fluido en movimiento produce una fuerza tangencial que impulsa la rueda y la hace girar. Este movimiento de rotación es transferido mediante un eje a una maquina, o bien, un generador, que transforma la energía mecánica en energía eléctrica. Así que la turbina hidráulica es el órgano fundamental de una central hidroeléctrica.

El tipo más antiguo y simple de turbina hidráulica es la rueda hidráulica, utilizada por primera vez en Grecia y la edad media para moler granos. Consistía en un eje horizontal con un conjunto de aspas o palas radiales situadas en una corriente de agua. La potencia de la rueda era de unos 0,5 caballos de vapor (CV).



**Ilustración 1: Rueda hidráulica de empuje inferior**



**Ilustración 2: Rueda hidráulica de empuje superior**

### *Resumen histórico (cronológico)*

- La rueda hidráulica con eje horizontal, descrita por primera vez por el arquitecto e ingeniero romano Marco Vitrubio en el siglo I a.C., tenía el segmento inferior de la rueda de palas insertada en la corriente, y actuaba como una rueda hidráulica de empuje inferior (alimentada por debajo).
- Hacia el siglo II d.C. se empezó a utilizar en las regiones montañosas la rueda hidráulica de empuje superior, que era mas eficiente, aprovechando también la diferencia de peso entre las tazas llenas de agua y las vacías.
- En la edad media la potencia máxima de la rueda, fabricada con madera, aumentó de 3 a 50 CV. Fue ampliamente utilizada para accionar aserraderos, molinos de cereales, molinos con martillos para trabajar el metal y otras aplicaciones.
- en el siglo XVIII se da el primer intento de formular la base teórica para el diseño de ruedas hidráulicas por parte del ingeniero civil británico John Smeaton



- el ingeniero militar francés Jean Victor Poncelet diseñó una rueda de empuje inferior cuyas palas curvadas aumentaban el rendimiento casi un 70%. El uso de esta máquina se extendió rápidamente
- Claude Burdin, ingeniero militar francés, inventó el término turbina, como parte de un análisis teórico en que se daba una gran importancia a la velocidad de rotación
- Benoit Fourneyron diseñó y construyó ruedas que alcanzaban velocidades de rotación de 60 rpm o más; que proporcionaban hasta 50 CV en las factorías metalúrgicas francesas. Tiempo después construyó turbinas que trabajaban a 2.300 rpm, desarrollando 60 CV y un rendimiento de más del 80%.
- James B. Francis, ingeniero estadounidense nacido en Gran Bretaña, diseñó una turbina en la que el flujo se desplazaba hacia el interior. La llamada turbina de reacción o turbina Francis se convirtió en la turbina hidráulica más utilizada con caídas de agua de 10 a 100 metros. Este tipo de turbina funciona debido a la expansión del agua mientras fluye a través de los espacios entre los álabes, lo que produce una fuerza neta, o reacción, con un componente tangencial que pone la rueda en movimiento.

### ***ii. Clasificación de turbinas hidráulicas***

#### ***a. De acuerdo a la presión en el rodete***

##### ***1. Turbinas de acción:***

Son aquellas en que el fluido no sufre ningún cambio de presión a través de su paso por el rotor. El cambio de presión se produce en el distribuidor, conocido como inyector y se reduce hasta la presión atmosférica, manteniéndose constante en todo el rotor. La turbina de acción más común es la Pelton, cuyo flujo es tangencial. Se caracterizan por tener un número específico de revoluciones bajo. El distribuidor en estas turbinas se denomina inyector.

##### ***2. Turbinas de reacción:***

Son aquellas en que el fluido sufre un cambio de presión considerable a través de su paso por el rotor. El fluido entra en el rotor con una presión superior a la atmosférica y a la salida de éste presenta una depresión. Se caracterizan por presentar una tubería de desfogue o succión, la cual une la salida del rotor con la zona de descarga de fluido. Estas turbinas se pueden dividir atendiendo a la configuración de los álabes. Así, existen las turbinas de álabes fijos (Francis: Flujo diagonal; Hélice: Flujo axial) y turbinas con álabes orientables (Deriaz: Flujo diagonal; Kaplan: Flujo axial). El empleo de álabes orientables permite obtener rendimientos hidráulicos mayores.

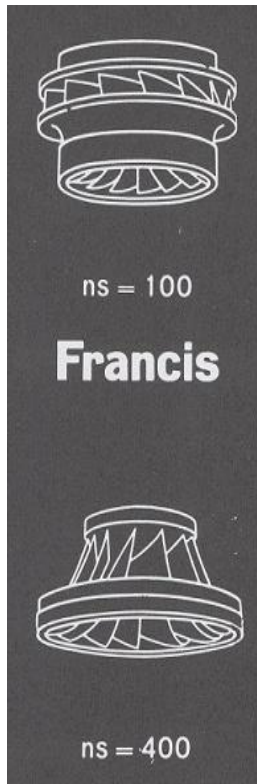


**b. De acuerdo a la dirección del flujo (diseño del rotor)**

- 1. Flujo tangencial:** Si la trayectoria que sigue el fluido es principalmente normal al eje de rotación (centrífuga o centrípeta, según la dirección de movimiento).
- 2. Flujo axial:** Cuando la trayectoria del fluido es fundamentalmente paralelo al eje de rotación.
- 3. Flujo diagonal o radial-axial:** Flujo diagonal al eje de rotación.

**iii. Descripción técnica de la turbina Francis**

Lleva este nombre en honor al Ingeniero James Bichano Francis (1815-1892) de origen inglés. La turbina Francis, como todas las turbinas de reacción, es de admisión total, el agua entra por toda la periferia del rotor. Es instalada en todo lugar donde se dé un flujo de agua relativamente constante y donde se exige un alto rendimiento.



La turbina Francis presenta las siguientes ventajas y desventajas:

*Ventajas:*

- Su diseño hidrodinámico permite bajas pérdidas hidráulicas, por lo cual se garantiza un alto rendimiento.
- Su diseño es robusto, de tal modo se obtienen décadas de uso bajo un costo de mantenimiento menor con respecto a otras turbinas.
- Alta velocidad de giro permite pequeñas dimensiones
- Con tecnología y nuevos materiales, las nuevas turbinas requieren cada vez menos mantenimiento.
- Pueden emplearse en saltos de distintas alturas dentro de una amplia gama de caudales entre 2 y 200 m<sup>3</sup>/s

*Desventajas:*

- No es recomendado para alturas mayores a 800 m, por las presiones existentes en los sellos de la turbina.
- Hay que controlar efecto de la cavitación.
- No es la mejor opción para utilizar frente a grandes variaciones de caudal, por lo que se debe tratar de mantener un flujo de caudal previsto constante, antes de la instalación.



**a. Clasificación de las turbinas Francis**

*Según la altura o carga de trabajo, se clasifican en:*

- Francis lenta: para saltos de gran altura, alrededor de 200 m o más
- Francis normal: Indicada en saltos de altura media, entre 200 y 20 m
- Francis rápidas y extra rápidas: apropiadas para saltos de pequeña altura, inferiores a 20 m

*Según la disposición del eje, se clasifican en:*

- Turbina Francis de eje Vertical
- Turbina Francis de eje Horizontal

La disposición vertical se ha impuesto cada vez más, sobre todo en las grandes potencias; pero también en potencias medias y pequeñas, por las ventajas siguientes:

- Superficie mínima requerida para la central
- Se evita el peligro de cavitación, causado por una depresión excesiva a la salida del rotor, instalando la turbina mas bajo con respecto al nivel de agua inferior, lo que se consigue mas fácilmente con la disposición vertical
- Se evita la complicación adicional de la estructura en grandes potencias requerida para el soporte de una pesada cámara espiral de una turbina horizontal. Con eje vertical la cámara espiral puede quedar embebida en el concreto (estructura civil de la casa de maquinas), aumentando la resistencia a la vibración
- Un solo cojinete de empuje puede soportar, en la posición vertical, el peso del rotor y el empuje hidráulico; mientras que en la disposición horizontal serán necesarios frecuentemente dos cojinetes, porque en determinadas condiciones de carga el empuje axial cambia de sentido
- Rendimiento mas elevado (1 a 2%) en la disposición vertical, debido a que la de eje horizontal requiere de un codo adicional a la salida del rotor para la transición de la corriente de agua, de dirección horizontal a vertical

La ventaja de la disposición horizontal consiste en la mayor accesibilidad al rotor. Esta ventaja no es tan determinante porque las turbinas Francis modernas no suelen exigir más revisiones que los generadores. En posición vertical, se puede hacer una revisión del grupo completo periódicamente, en cuyo caso se desmonta fácilmente la turbina una vez desmontado el generador.



***b. Componentes principales de las turbinas Francis***

Cada turbina Francis generalmente está constituida por:

- Una caja espiral de planchas de acero soldadas en una sola pieza, con brida de ingreso, soldado a un anillo central que contiene los álabes directrices fijos, que constituye el esqueleto base de la espiral.
- Un distribuidor formado por álabes directrices móviles de acero inoxidable con muñones que rotan sobre casquillos autolubricantes.
- Un juego de soportes superior e inferior para los muñones de los álabes directrices.
- Un mecanismo de mando de los álabes directrices, instado al exterior de la caja espiral, fácilmente accesible.
- Una tapa superior y una tapa inferior de la turbina, construida en chapa de acero soldada.
- Un rotor Francis de acero inoxidable.
- Un eje con bridas en ambos extremos, para su unión al rotor y al eje del rotor del generador.
- Un cojinete de empuje y de guía, con lubricación forzada.
- Un sello del eje de anillos de carbón en el pasaje al exterior del eje de la turbina.
- Un servomotor de presión de aceite, de simple efecto, accionado por un regulador de velocidad, provisto de un resorte para el cierre.
- Órganos mecánicos de conexión entre el anillo de regulación y el servomotor.
- Elementos de conexión entre las partes.



## 1. Cámara espiral



Imagen 1: Cámara espiral armada para su instalación.

Aunque existen varios diseños de cámaras, nos referimos concretamente a cámaras espirales, por ser las de instalación más frecuente.

Está constituida por la unión sucesiva de una serie de virolas tronco-cónicas, cuyos ejes respectivos forman una espiral. Desde el acoplamiento con la tubería forzada, donde el diámetro interior de la virola correspondiente alcanza su valor máximo, la sección interior, circular en la mayoría de los casos, va decreciendo paulatinamente hasta la virola que realiza el cierre de la cámara sobre sí misma, cuyo diámetro interior se reduce considerablemente. Esta disposición se conoce como el caracol de la turbina, en el que, debido a su diseño, se consigue que el agua circule con velocidad aparentemente constante y sin formar torbellinos, evitándose pérdidas de carga.

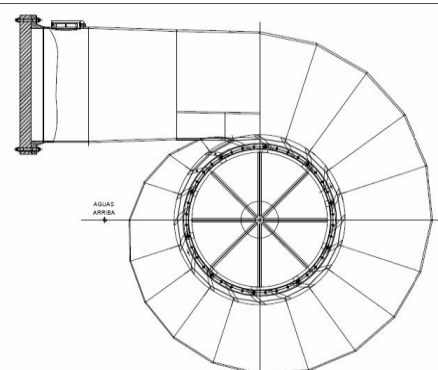


Figura 2: Conformación de sectores de la cámara espiral.

Todo el conjunto; construido con chapas de acero, unidas actualmente mediante soldadura; suele estar rígidamente sujeto en la obra de hormigón de la central, por sus zonas periféricas externas. Antes de proceder al hormigonado exterior de la cámara, ésta se somete a presión con agua, a fin de descubrir posibles fugas

En la zona periférica interna, totalmente concéntrica con el eje de la turbina, se encuentra una abertura circular, formando un anillo, cuyos extremos están enlazados perpendicularmente por una sucesión de palas fijas, situadas equidistantemente unas de otras, a lo largo del contorno de la circunferencia descrita por dicho anillo, a través del cual, y por toda su periferia, fluirá el agua, cubriendo la totalidad de los orificios así formados. La zona mencionada, se suele denominar antedistribuidor o anillo traviesa.

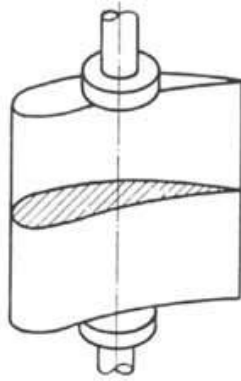
Dada la curvatura y orientación de las palas fijas, se consigue que la proyección del agua salga dirigida casi radialmente, hacia el centro del espacio circular limitado por el anillo mencionado.

La cámara espiral contiene, entre otros accesorios, entradas de hombre para revisiones, tomas de agua para control de caudales y presiones, drenajes, etc.

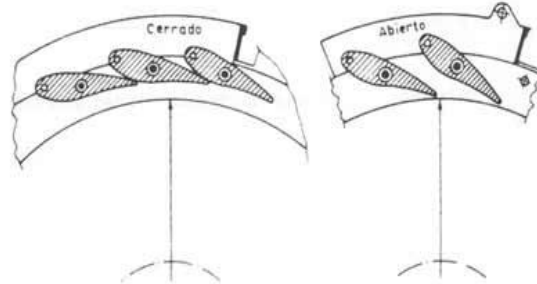




## **2. Distribuidor**



**Figura 3: forma convencional del álabes directriz móvil.**



**Figura 4: Álabes directrices en posición de cerrado (izq.) y abierto (der.)**

Está formado por un determinado número de álabes móviles, cuyo conjunto constituye un anillo que está situado concéntricamente y entre las mismas cotas en altura que el antedistribuidor, descrito al exponer la cámara espiral, siendo, en definitiva, camino continuado del agua en su recorrido hacia el centro de la turbina

Su función es la de distribuir, y regular o cortar totalmente, el caudal de agua que fluye hacia el rotor; guía la corriente para lograr una entrada sin choque en la carga nominal y a cargas inferiores con choque mínimo, ya que al reducirse el caudal el distribuidor se cierra de manera que el ángulo de la velocidad absoluta ( $c_1$ ) del agua a la entrada del rodete disminuye, lo que produce una disminución de la velocidad relativa ( $w_1$ ) del agua y una divergencia menor entre el ángulo  $\beta_1$  de la corriente y el ángulo de entrada a los álabes.

Los elementos componentes más destacados del distribuidor son:

### *Álabes directrices.*

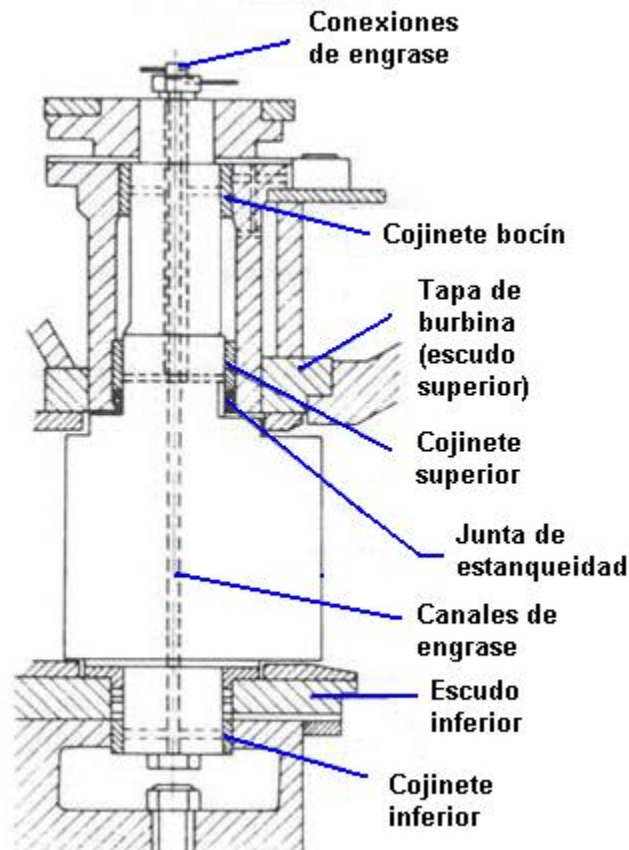
Son los elementos móviles a los que anteriormente se hacía referencia. También se las suele llamar álabes directores.

Cada uno de ellos, al unísono con los demás, puede orientarse, dentro de ciertos límites, al girar su eje respectivo, pasando de la posición de cerrado total, cuando están solapados unos sobre otros, a la de máxima apertura que corresponde al desplazamiento extremo, tendiendo a quedar en dirección radial y manteniendo, entre sí, una convergencia hacia el eje del rotor.

Los ejes de los álabes, a modo de generatrices del anillo que compone el distribuidor, están asentados por su parte inferior en cojinetes situados en una corona circular denominada escudo inferior, y guiados en su parte superior por cojinetes dispuestos en la llamada tapa de turbina, o en otra corona circular,



escudo superior. Dichos cojinetes, conocidos como cojinetes bocines, disponen de un adecuado sistema de engrase. Este no es necesario cuando los cojinetes son de teflón.



**Figura 5: corte longitudinal del álabe directriz, montado en su posición habitual.**

Dado que cada álabe ha de quedar perfectamente centrado axialmente, entre los escudos, se disponen mecanismos, de distinta índole, que permiten regular durante el montaje la suspensión de la misma; de modo que no existan rozamientos, ni holguras excesivas que puedan provocar pérdidas de carga.

En la parte superior de cada eje, se instalan juntas de estanqueidad, para evitar el paso de agua.

Todos los álabes directrices, cuyo número varia según el tamaño de la turbina, son exactamente iguales y conservan entre sí idénticas posiciones respecto al eje de turbina. Las generatrices de cada álabe, paralelas al eje de giro pero no concéntricas con él, desarrollan formas de configuración cilíndrica.

Experimentalmente, se ha establecido que el número de álabes del rotor debe de ser diferente al de álabes del distribuidor, en caso contrario se producirían vibraciones al coincidir los espacios de ambos conjuntos.





### *Equipo de accionamiento de palas directrices.*

Se trata de un conjunto de dispositivos mecánicos, a base de servomecanismos, palancas y bielas, que constituyen el equipo de regulación de la turbina, gobernado por el regulador de velocidad. Su función es mover los álabes directrices móviles para regular la velocidad del flujo y mantener la velocidad de operación constante

### *Bielas y bieletas.*

La conexión entre la bieleta correspondiente, ligada al anillo, y el eje de la pala directriz respectiva, se realiza mediante una biela formada, en ocasiones, por dos piezas superpuestas adecuadamente, o disposición similar, en cuyo caso, el punto común de enlace entre las mismas puede ser un bulón que, además, hace la función de fusible mecánico. La unión rígida de cada bieleta con el eje del álabe dependiente, se consigue mediante varias chavetas

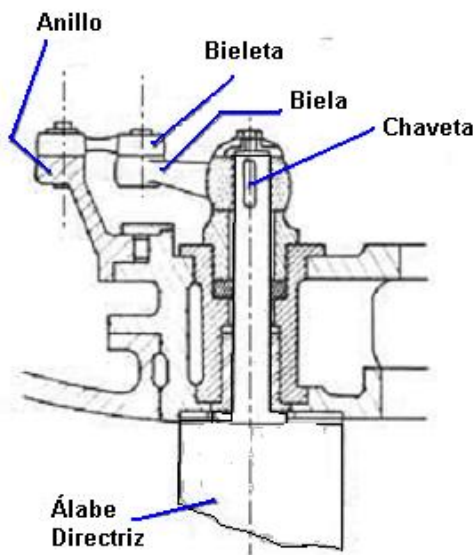


Figura 6: conjunto de elementos (biela y bieletas) para accionamiento de giro del alabe

*Servomotores.*

Normalmente son dos, cada uno de los cuales, accionado por aceite a presión según órdenes recibidas del regulador, desplaza una gran biela, en sentido inverso una respecto de la otra, a modo de brazos de un par de fuerzas, proporcionando un movimiento de giro alternativo a un aro móvil, llamado anillo o volante de distribución, concéntrico con el eje de la turbina; que provoca el giro de los álabes directrices.



### **3. Rotor**



**Imagen 2: Rotor Francis de alta carga.**

Se trata de la pieza fundamental donde se transforma en energía mecánica la energía cinética del agua. Está unido rígidamente a la parte inferior del eje de la turbina, en situación perfectamente concéntrica con el distribuidor, ocupando el espacio circular que éste delimita.

Los álabes están unidos entre sí, por su parte externa inferior, mediante una llanta o banda que hace cuerpo con las mismas. Unos anillos de acero, anillos intersticiales, colocados a presión sobre el núcleo y la llanta, perfectamente centrados, realizan el cierre hidráulico al girar muy próximo a los escudos superior e inferior respectivamente

Dichos álabes, contruidos de aceros especialmente aleados, para evitar la corrosión y el fenómeno de cavitación; reciben el nombre de álabes del rotor, cuya longitud y mayor o menor inclinación, respecto al eje de la turbina, depende del caudal, de la altura del salto y, en consecuencia por diseño, de la velocidad específica.

### **4. Tubo de succión**



**Imagen 3: Tubo de succión tipo acodado.**

Recibe otros nombres, tales como hidrocono, difusor, etc. Consiste en una conducción, normalmente acodada, que une la turbina con el canal de desagüe. Tiene como misión recuperar al máximo la energía cinética del agua a la salida del rotor ( $v^2/2g$ ), obteniendo una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica debido a su forma divergente.

En su inicio, partiendo de la unión circular con la turbina, se trata de un conducto metálico que, en la mayoría de los casos, va aumentando gradualmente de diámetro, tomando forma tronco-cónica, tramo conocido como cono de aspiración. Sobre el mismo se dispone, lateralmente, de una o dos entradas de hombre, opuestas en el segundo caso, a fin de poder realizar revisiones, trabajos, etc.

Sigue a continuación la zona acodada de la conducción, metálica o de hormigón, la cual, una vez rebasado el ángulo correspondiente, continúa con sección circular o puede hacer una transición a sección rectangular, en cuyo caso, la conducción es de hormigón hasta el final de la misma. La forma acodada



permite colocar el rotor más próximo al nivel de aguas abajo, exigencia en turbinas con velocidad específica alta.

Todas las partes metálicas están embebidas en la obra de hormigón (concreto) de la central. Se construyen de acero especialmente aleado aquellas zonas que se prevén estarán sometidas a efectos de cavitación.

### **5. Eje del rotor**

El eje de un grupo (turbina+generador) tiene ciertas peculiaridades cuando se encuentra instalado en posición vertical. Por medio del eje del rotor, al estar rígidamente unido mediante acoplamiento al eje del generador, se transmite el movimiento de rotación necesario para operar a una frecuencia determinada (50 ó 60 Hz). Ahora bien, en este tipo de turbinas, es en la zona de eje correspondiente al generador donde se suele disponer el medio para soportar todo el peso del conjunto, formado por ejes, rotor y empuje del agua sobre los álabes de este último. Tal medio, es el denominado cojinete de empuje.

En determinados grupos, y por características constructivas de los mismos referidas a condiciones de peso y sustentación, o aireación del rotor, el eje es hueco en su totalidad.

### **6. Cojinetes**

#### *Cojinete de empuje*

Este elemento, conocido también como soporte de suspensión, pivote, rangua o quicio, característico y necesario en todos los grupos de eje vertical.

Su situación, respecto al eje del grupo, varía según los tipos de turbinas. Así, en el caso de grupos accionados por turbinas Pelton o Francis, dicho cojinete suele encontrarse por encima del rotor del alternador, mientras que, en el caso de turbinas Kaplan, puede estar localizado por debajo del mismo.

Como más significativos, citaremos los siguientes tipos de cojinetes de empuje:

- Cojinete de empuje de zapatas rígidas.
- Cojinete de empuje de zapatas pivotantes.
- Cojinete de empuje de resortes.
- Cojinete de empuje esférico.

En todos ellos, destinados a soportar esfuerzos axiales, destacan dos partes cuyas funciones son comunes. Así tenemos, para cada cojinete, la parte giratoria, totalmente solidaria con el eje del grupo, la cual descansa sobre la parte fija, enclavada en zonas inmóviles de la estructura rígida, próximas al eje, como son puentes, etc.

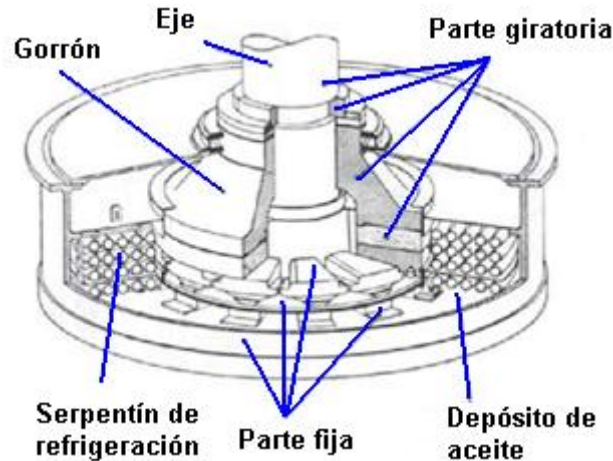


Figura 7: Componentes del cojinete de empuje.

La parte giratoria consta, entre otras, de una pieza de fundición especial y forma anular, cuya superficie plana en contacto con la parte fija está perfectamente pulimentada. Debido a estos aspectos constructivos, se denomina espejo, plato de fricción, collar o corona. El plato de fricción está unido al gorrón, pieza que se encaja rígidamente en el eje.

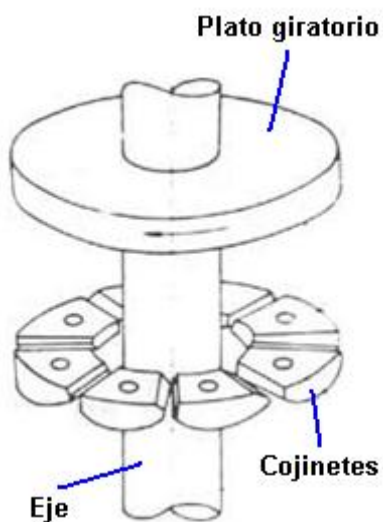


Figura 8: Detalle del sistema de rodamiento, parte fija y parte móvil.

La parte fija está constituida, esencialmente, por un número determinado de zapatas o segmentos, conocidos como patines, en los que la superficie en contacto con el plato de fricción se encuentra revestida de metal blanco “anti-fricción” (aleación a base de estaño, antimonio, cobre, plomo, cadmio, etc., en distintos porcentajes). Dichas zapatas pueden estar montadas rígidamente o, por el contrario disponer de movimientos radiales, tangenciales y axiales, los cuales se consiguen mediante pivotes, rótulas o resortes situados adecuadamente lográndose con tales oscilaciones una mejor adaptación entre las superficies en fricción.

La mayoría de los cojinetes de empuje, especialmente los de grandes grupos, además de estar sumergidos en un depósito de aceite, cuba, disponen de un sistema de aceite a presión, a fin de favorecer la lubricación total de las piezas sometidas a fricción, desde el instante, o antes, de que el grupo comienza a girar, con lo que se logra la formación de una capa o película de aceite que soporta la carga total. Dicha película, de poquísimo espesor (milésimas de milímetro), ha de mantenerse desde el momento de arranque del grupo hasta la parada total del mismo. Cuando éste adquiere una velocidad predeterminada, aproximadamente el 30% de la normal de funcionamiento, el sistema de aceite a presión queda desconectado, manteniéndose la capa de lubricación como consecuencia del baño de aceite que



cubre las zonas en contacto, entrando nuevamente en servicio cuando, por parada del grupo, la velocidad de éste se reduce al valor mencionado.

Al objeto de que no se produzcan temperaturas anormales en la zona de fricción con el eje, el aceite, alojado en una cuba que rodea al cojinete, es refrigerado convenientemente mediante agua, tomada normalmente de los colectores pertenecientes al sistema general de refrigeración de los distintos equipos de la central. El enfriamiento del aceite también se logra por medio de aire.

#### *Cojinete guía*

Está situado lo más cerca posible del rotor, sobre la tapa superior de turbina, inmediatamente por encima del cierre estanco o sellado del eje.

Consta de un anillo dividido radialmente en dos mitades o bien de una serie de segmentos, que asientan con perfecto ajuste sobre el eje. Las superficies en contacto con éste, están recubiertas de metal blanco “antifricción” y suelen tener tallados, vertical o diagonalmente, unos canales sobre la superficie de contacto con el eje, para favorecer la circulación de aceite y así lograr su autolubricación. Este tipo de cojinete también necesita que su aceite pase por algún sistema de enfriamiento o refrigeración.



## **PARÁMETROS DE DISEÑO**

La selección de la turbina hidráulica se realiza en función de dos parámetros fundamentales: caudal y salto (altura de carga), los que permiten el cálculo de la potencia total disponible. El éxito del proyecto está en hacer encajar debidamente todas las variables de la que depende.

Para este trabajo son de ayuda los parámetros y coeficientes establecidos por la experiencia. Entre estos parámetros, el más significativo es la velocidad específica,  $n_s$ , que relaciona las variables más características, como son la carga, la potencia, el caudal y la velocidad de giro.

A continuación plantearemos el método utilizado para la selección del tipo de turbina y dimensionado de la misma.

Cumpliendo los objetivos, tenemos para el caudal:

El primer paso fue obtener los estudios hidrológicos y de factibilidad, encontrados en el centro de documentación del Ministerio de Energía y Minas, éstos nos proporcionaron la información para realizar la selección del tipo de turbina y los cálculos necesarios para el dimensionado de la misma y así determinar sus propiedades y capacidades. Los estudios arrojan una potencia hidráulica de la central de 32 MW con la selección de 2 turbinas Tipo Francis; sin embargo es una estimación que se basa en los cálculos de caudal de diseño y altura neta disponible. Para determinar correctamente la potencia final, se debe determinar la eficiencia de la turbina así como el subtipo de turbina (Francis lenta, normal, rápida).

En cuanto al tipo de turbina, la selección se da de acuerdo a tablas que relacionan el caudal y la altura, que tienen su respaldo en experiencias de muchos ingenieros, durante muchos años, para llegar a ser 100% fiables. Sin embargo el hecho que el proyecto tuviese 10 años de haber sido presentado y que los últimos cálculos hidrológicos analizados sean del año 1992, nos obligó a actualizar los datos de caudal de diseño y altura neta que pudiesen haber variado en estos 18 años. El INETER nos proporcionó los registros de caudal de la estación 6963-“VIEJO EN LA LIMA”-con datos desde 1962 hasta el primer semestre de 2009, lo que nos permitió actualizar el caudal de diseño. La altura bruta se mantuvo igual, puesto que la misma se base en el diseño de la represa. La localización del proyecto se corroboró con la visita realizada por nosotros al lugar especificado en los documentos oficiales.

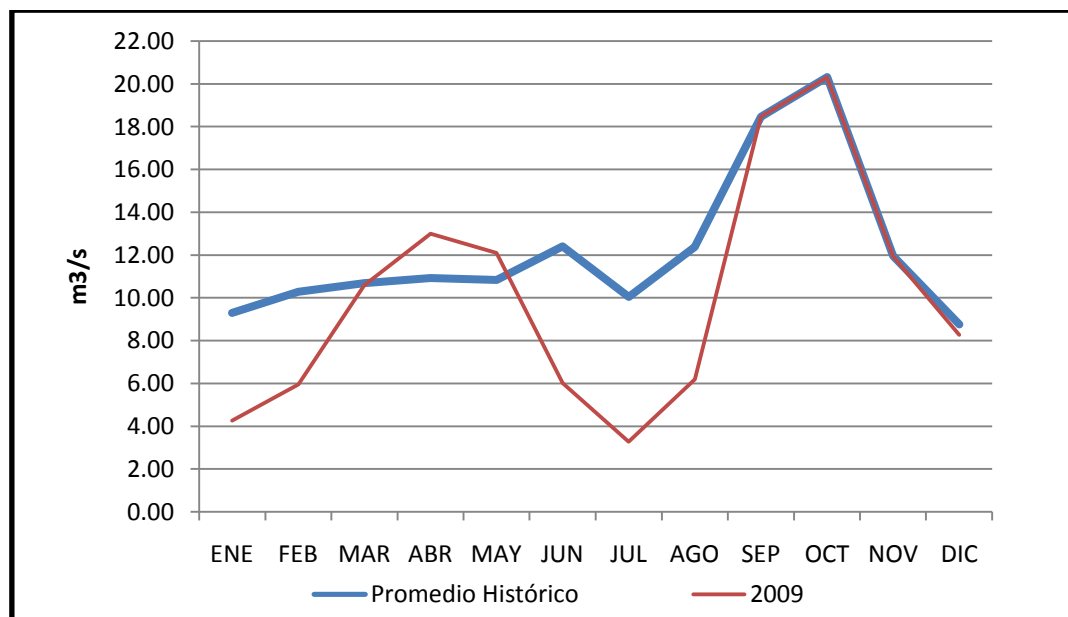




## **Selección de caudal de diseño**

### **i. Caudal**

Partiendo de la tabla de registros<sup>1</sup> de caudal (estación meteorológica 6963: “Viejo en la Lima”), proporcionados por el INETER, se actualizaron estos registros hasta el año 2009. Esta tabla posee muchos vacíos durante algunos años; pero se debe a desastres naturales (como por ejemplo en el año 1999, después del huracán Mitch); o por daños en el equipo de medición instalado en esa estación. Se presenta la siguiente gráfica elaborada con los registros anuales del caudal, comparando el comportamiento con el último año registrado.



**Gráfica 1: Limnogramas de caudal promedio mensual (estación meteorológica 6963)**

De los registros obtuvimos el promedio mensual de caudal, siendo de 12.7 m<sup>3</sup>/s; notándose una disminución en el presentado por la firma de consultores (1995; caudal promedio registrado hasta ese año: 14.7 m<sup>3</sup>/s); posiblemente debido a deforestación, fenómenos naturales, etc. Todos los resultados aquí mostrados, fueron obtenidos con el programa MS Excel para agilizar y simplificar los cálculos referentes al caudal.

Se obtuvo la siguiente tabla, que nos permitirá analizar los datos de registro histórico y obtener el caudal promedio en el punto de control antes mencionado (estación meteorológica 6963).



Tabla 1: Selección del caudal de trabajo del río.

$(Q_i - Q_{i-1}) \text{ m}^3/\text{s}$	$Q_{Pi} \text{ (m}^3/\text{s)}$	$f$	$f_{ai}$	$f_{ri} \text{ (%)}$	$f_{ari} \text{ (%)}$ Duración
80.9 - 72.92	76,91	1,00	1,00	0,17	0,17
72.92 - 64.93	68,93	1,00	2,00	0,17	0,35
64.93 - 56.95	60,94	1,00	3,00	0,17	0,52
56.95 - 48.96	52,96	1,00	4,00	0,17	0,69
48.96 - 40.98	44,97	2,00	6,00	0,35	1,04
40.98 - 32.99	36,99	5,00	11,00	0,87	1,91
32.99 - 25.01	29,00	19,00	30,00	3,30	5,21
25.01 - 17.02	21,02	65,00	95,00	11,28	16,49
17.02 - 9.04	13,03	297,00	392,00	51,56	68,06
9.04 - 1.05	5,05	183,00	575,00	31,77	99,83
1.05- 0	1,05	1,00	576,00	0,17	100,00

$Q_{Pi}$ : Caudal medio de cada intervalo de (m<sup>3</sup>/s)

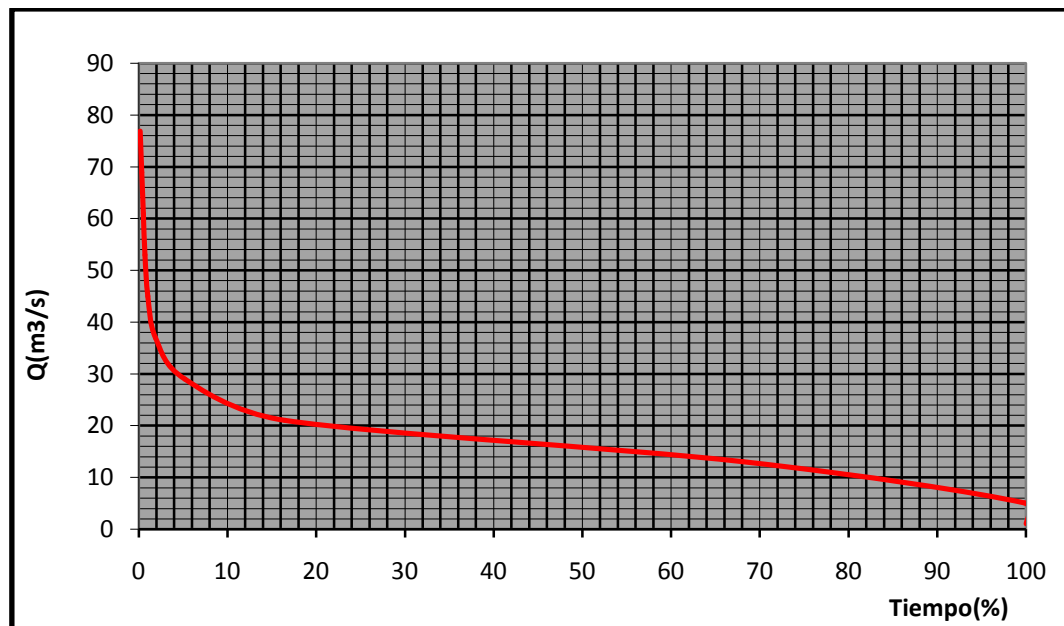
$f_i$ : Cantidad de eventos registrados por intervalos.

$f_{ai}$ : Cantidad acumuladas de eventos registrados por intervalos.

$f_{ri}$ : Frecuencia relativa

$f_{ari}$ : Frecuencia relativa acumulada. (Porcentaje que es igualado o superado por  $Q_{Pi}$ )

Retomando la tabla 1, elaboramos la gráfica 2; que muestra la permanencia de los caudales en términos porcentuales. Esta gráfica nos permite seleccionar el caudal que cumpla con las expectativas de tiempo.



Gráfica 2 Permanencia del caudal durante el periodo 1962-2009





Con la fórmula siguiente obtuvimos la actualización del caudal promedio del río, para establecer con más precisión el caudal de diseño de la turbina.

$$Q_m = \sum Q_{P_i} * f_{r_i} (%) / 100$$

En donde:

$Q_m$ : Caudal medio (m<sup>3</sup>/s)

$Q_{P_i}$ : Caudal medio de cada intervalo de caudales (m<sup>3</sup>/s)

$f_{r_i}$ : Frecuencia relativa

Dando como resultado 12.58 m<sup>3</sup>/s; caudal que se tiene presente en el río más del 70% del año, los meses de generación podrían estar entre Febrero y Noviembre, correspondiente a los meses en el que el caudal se mantiene cercano al  $Q_m$ . A este caudal habrá que agregársele el caudal que será extraído de la represa o embalse; para así obtener el caudal de diseño.

Para ampliar un poco lo referente al concepto de embalse, a continuación se presenta la siguiente información.

#### **a. Embalse**

Básicamente un embalse creado por una presa, que interrumpe el cauce natural de un río, pone a disposición un volumen de almacenamiento potencial que puede ser utilizado para múltiples fines, algunos de ellos complementarios y otros conflictivos entre sí, también pone a disposición un potencial energético derivado de la elevación del nivel del agua.

Desde el punto de vista de su capacidad reguladora, el embalse puede tener un ciclo diario, mensual, anual e, incluso, en algunos pocos casos, plurianual. Esto significa que el embalse acumula el agua durante, por ejemplo, 20 horas por día, para descargar todo ese volumen para la generación de energía eléctrica durante las 4 horas de pico de demanda; o acumula las aguas durante el período de lluvias, 3 a 6 meses según la región.

*Los embalses generados al construir una presa pueden tener la finalidad de:*

- regular el caudal de un río o arroyo, almacenando el agua de los períodos húmedos para utilizarlos durante los períodos más secos para: riego, abastecimiento de agua potable, generación de energía eléctrica, permitir la navegación, etc.
- contener los caudales extremos (máximos) de las avenidas o crecidas.
- crear una diferencia de nivel para generar energía eléctrica, mediante una central hidroeléctrica.



Para establecer el caudal aportado por la represa para la generación de energía eléctrica y tomando en cuenta el ciclo del embalse, serán necesarias las apreciaciones siguientes

- Tiempo de operación de la planta
- Capacidad de almacenamiento del reservorio (capacidad máxima, mínima)
- Avenidas máximas del río
- Demanda de potencia de la planta
- Cantidad de turbinas en la planta y gasto unitario.
- Particularidades de meteorológicas, etc.

**b. Caudal a extraer del embalse (caudal de diseño)**

Lo importante en este caso, será el ciclo del embalse. Se deberá mantener la generación el mayor tiempo posible (aunque esto dependerá de la demanda de energía en el sistema interconectado nacional). Por tanto, conviene seleccionar un caudal de diseño que brinde una gran capacidad de generación, pero nos permita ciclos más cortos de regeneración<sup>2</sup> del embalse.

En el informe facilitado por el MEM, muestra que el caudal de diseño es de 40 m<sup>3</sup>/s, teniendo el río un caudal promedio de 14.7 m<sup>3</sup>/s. Con la actualización realizada en esta monografía, se observa que el caudal promedio del río se redujo a 12.2 m<sup>3</sup>/s; por ende, seleccionaremos un caudal de diseño menor a 40 m<sup>3</sup>/s, el cual podría ser de 35 m<sup>3</sup>/s (Aunque la selección de éste va más allá de los cálculos probabilísticos, ya que las particularidades del sitio, permite una selección más subjetiva y ajustable). Entonces, para este caudal habrá que hacerse el estudio correspondiente.

**Tabla 2: Datos necesarios para análisis de la selección del caudal de diseño**

Volumen normal de depósito (Mm <sup>3</sup> )	Volumen máximo de depósito (Mm <sup>3</sup> )	Volumen de “almacenamiento muerto” (Mm <sup>3</sup> )	Flujo a extraer del depósito <sup>3</sup> (m <sup>3</sup> /s)	Flujo aportado por el río (m <sup>3</sup> /s)
118	138	50	35	12.58

Para comprender la terminología en la tabla anterior, se presentan ciertos conceptos básicos:

*Volumen normal de depósito:* es aquel que servirá de base para los cálculos de la selección del caudal a extraer, siendo el volumen ideal para la generación fiable de energía eléctrica.

*Volumen máximo de depósito:* Al llegarse a este nivel, la operación cambia de objetivo y la prioridad es garantizar la seguridad de la presa. En esta fase pueden ocurrir daños aguas abajo. La generación eléctrica continúa.



*Volumen de almacenamiento muerto:* es el nivel mínimo que puede alcanzar el embalse; coincide con el nivel mínimo de la toma situada en la menor cota. La generación eléctrica no es posible.

Extrayendo un caudal de diseño de  $35 \text{ m}^3/\text{s}$  (regularizado<sup>4</sup>), se obtiene un tiempo de generación de casi 61 días. El río tarda un poco más de 108 días en regenerar hasta el nivel normal del embalse, estando listo para la siguiente utilización en la generación de energía. Significa que durante un año el embalse se podrá regenerar y podrá generar energía más dos veces. El ciclo será entonces dos veces por año. (El análisis completo se encuentra en Anexo 3).

Estos tiempos de generación de energía y de regeneración de los niveles del embalse están determinados en base a que se extraen  $35 \text{ m}^3/\text{s}$  para la generación; pero el embalse recibe del río un caudal calculado de  $12.58 \text{ m}^3/\text{s}$ , entonces el embalse pierde durante la generación  $22.42 \text{ m}^3/\text{s}$  y no  $35 \text{ m}^3/\text{s}$ , puesto que es la diferencia entre los  $35 \text{ m}^3/\text{s}$  y  $12.58 \text{ m}^3/\text{s}$ .

#### **a. Afluentes Máximos**

La importancia de los afluentes máximos, hasta de  $80.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , que responde a temporadas lluviosas o fenómenos naturales, radica en que servirán para restablecer los niveles necesarios del reservorio, ayudando a mantener o ampliar (en tiempo) la generación de energía eléctrica

#### **ii. Altura o Carga**

Es este uno de los parámetros principales para determinar el potencial de un aprovechamiento hidroeléctrico. Para la obtención de la carga o altura, es necesario conocer exhaustivamente el terreno en el cual se desarrollará el proyecto, por medio de equipos especiales, tales como teodolitos y GPS, con los que se miden las irregularidades del terreno y que posteriormente se plasman en los conocidos *planos topográficos*. Los documentos bases de referencia muestran claramente la altura bruta estimada para el proyecto La Sirena, que cuenta con una represa para generar esta altura. Ha como ya nos referimos en casos anteriores, la altura bruta disponible para el proyecto es de 93 m; así que este será uno de los puntos de partida para los cálculos mecánicos de la turbina.

Para darnos una idea, a continuación se presentan imágenes reales<sup>5</sup> del sitio del proyecto (coordenadas  $13^{\circ}01'59.64'' \text{ N}$ ,  $86^{\circ}07'35.26'' \text{ O}$ ),



**Foto 1: Imágenes satelitales del sitio del proyecto (punto amarillo marca el lugar de la represa)**



**Foto 2: Vistas parciales del río Viejo en el sitio del proyecto**

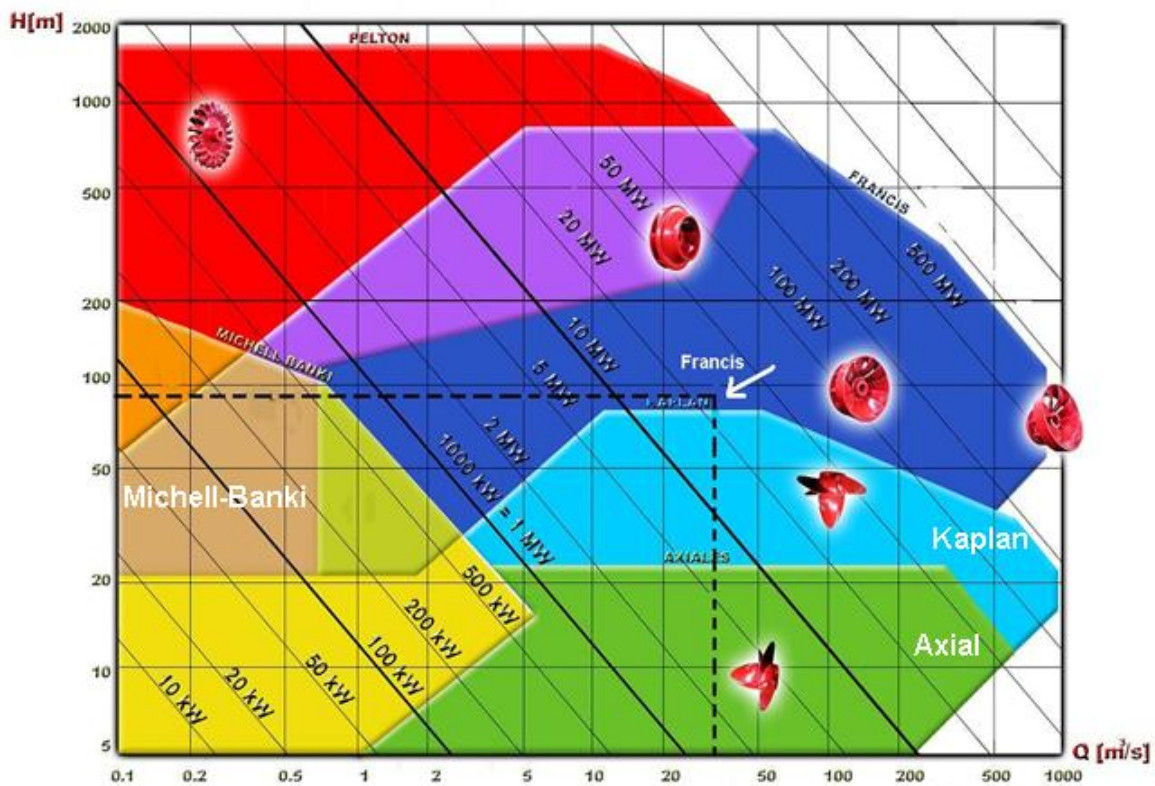




## DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES

### Selección de tipo de turbina

Para la determinación del tipo de turbina y la selección de la misma, es necesario el caudal de diseño y altura, ambos factores son el resultado de los estudios hidrológicos, geológicos y de factibilidad, así como las actualizaciones de los mismos que se realizaron para el presente trabajo monográfico. Se tiene un caudal de diseño de  $Q = 35 \text{ m}^3/\text{s}$  y una altura bruta de 93 metros, datos de entrada a la gráfica 3 para determinar el tipo de turbina mas idónea en la aplicación. La siguiente gráfica presenta intuitivamente la turbina hidráulica mas adaptada en un plano H-Q.



Gráfica 3: Campo de aplicación de las turbinas hidráulicas en el plano H-Q

Según el grafico 3, interceptando los puntos, podemos ver que es una turbina Tipo Francis (20-30 kW)

Conocido el tipo de turbina, nos enfocaremos en el diseño de la turbina como tal procediendo a realizar los cálculos para su dimensionamiento, La literatura utilizada ha sido variada. Todas proporcionan las ecuaciones más confiables para el dimensionado de turbinas, ecuaciones resultado de la experimentación. Pero además de los cálculos para el dimensionamiento de la



turbina basados en, mecánica de fluidos y turbomáquinas, fue necesario recurrir a otras ecuaciones cuyo arraigo son otras ramas de la Ingeniería Mecánica como lo son: resistencia de materiales, diseño de elementos de máquinas, ciencia de materiales y procesos de manufactura. Esto se debe a que ciertos elementos a diseñar no se rigen por las ecuaciones basadas en fluidos, si no por la repercusión de las fuerzas generadas por los mismos de manera directa e indirecta. Por ejemplo, el cálculo del diámetro del eje de la turbina y del grosor de los álabes, son proporcionales al momento torsor generado por el agua sobre los mismos.

### ***Potencia, velocidad específica y otros parámetros***

---

Algunos investigadores procuran adelantar valores, resultados que son fruto de la experiencia acumulada en el funcionamiento de muchas turbinas que vienen operando a través del tiempo (a los que se conoce como valores recomendados).

Como punto de partida, se utilizarán los datos de caudal de diseño y altura bruta para encontrar los siguientes datos:

#### ***i. Capacidad instalada de la planta (Zubicaray; pág. 247)***

La magnitud de la potencia hidráulica, es:

$$P = \frac{(\gamma * Q * H_n * \eta_t)}{75} \quad \text{Ec. 1}$$

En donde:

$P$ : Potencia de la turbina, CV

$\gamma$ : Peso específico del agua, kgf/m<sup>3</sup>

$Q$ : Caudal del diseño, m<sup>3</sup>/s

$H_n$ : Altura neta, m

$\eta_t$ : Eficiencia estimada total de la turbina

Para obtener la altura o carga neta, primeramente se deben calcular las pérdidas y ganancia de carga.

$$H_n = H_b - h_T + H_s$$

Siendo:

$H_n$ : Altura o carga neta

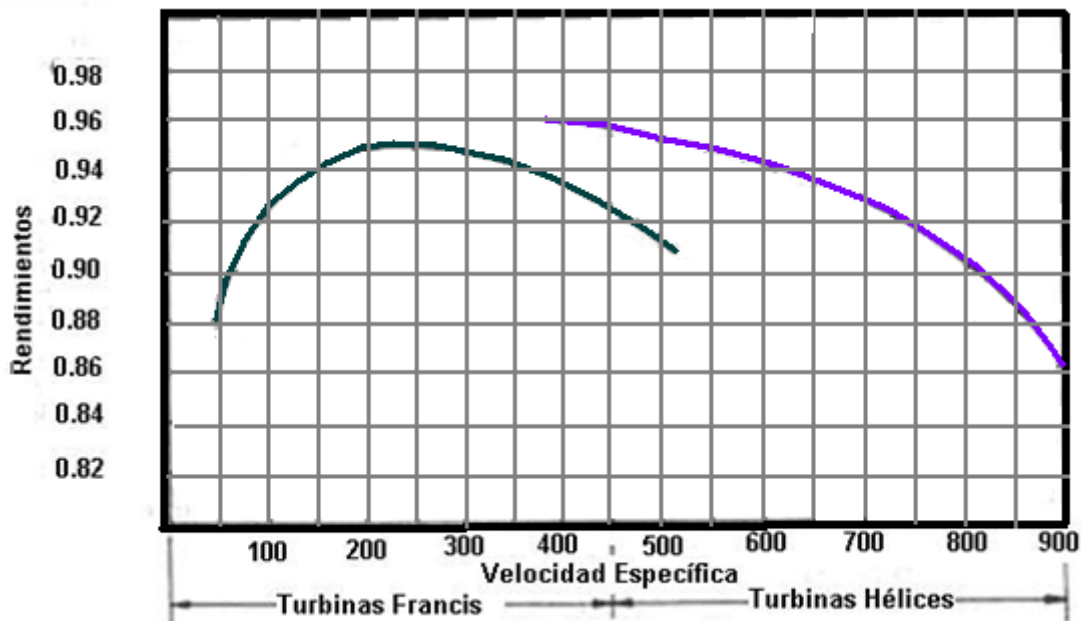
$H_b$ : Altura bruta

$h_T$ : Pérdida total de carga

$H_s$ : Ganancia total de carga



Y la eficiencia total de la turbina se obtiene con la siguiente gráfica:



Gráfica 4: Obtención de eficiencia de la Turbina, Francis o Hélice, según la  $n_s$

## ii. Potencia generada por cada turbina (Zubicaray; pág. 247)

Las Turbinas Francis tienen, como característica especial, que son de rendimiento óptimo, pero solamente entre unos determinados márgenes, los cuales están entre 60 % y 100 % del caudal de diseño. Esta característica es una de las principales razones por la que se disponen varias unidades en cada central, con el objeto de que ninguna trabaje, individualmente, por debajo de valores del 60 % de la carga total.

Por tanto es recomendable que la casa de maquinas cuente con dos o más turbinas que generen la misma potencia cada una. Entonces, la cantidad de turbinas a instalar serán dos. La potencia que deberá generar cada turbina es:

$$P_{un} = \frac{P}{2}$$

## iii. Velocidad específica recomendada ( $n_{sr}$ )

Denominada también velocidad específica absoluta o velocidad angular específica, corresponde al número de revoluciones por minuto que daría una turbina semejante a la que se desea proyectar (de igual forma pero dimensiones reducidas), la cual, instalada en un salto de 1 m. de altura, proporcionaría una potencia de 1 CV.



La clasificación de las turbinas hidráulicas se da numéricamente, en la que se asigna a cada tipo de turbomáquina un  $n_s$ . Esto es especialmente aplicable a las turbinas Francis. Como un número tipo, la velocidad específica se emplea para diseñar las características de operación, solamente para el punto de máxima eficiencia.

Para calcular el  $n_s$  de una turbina Francis, a partir del salto y caudal de diseño, es necesario estimar la  $\eta_t$ , que depende la potencia de la turbina ( $P$ ).

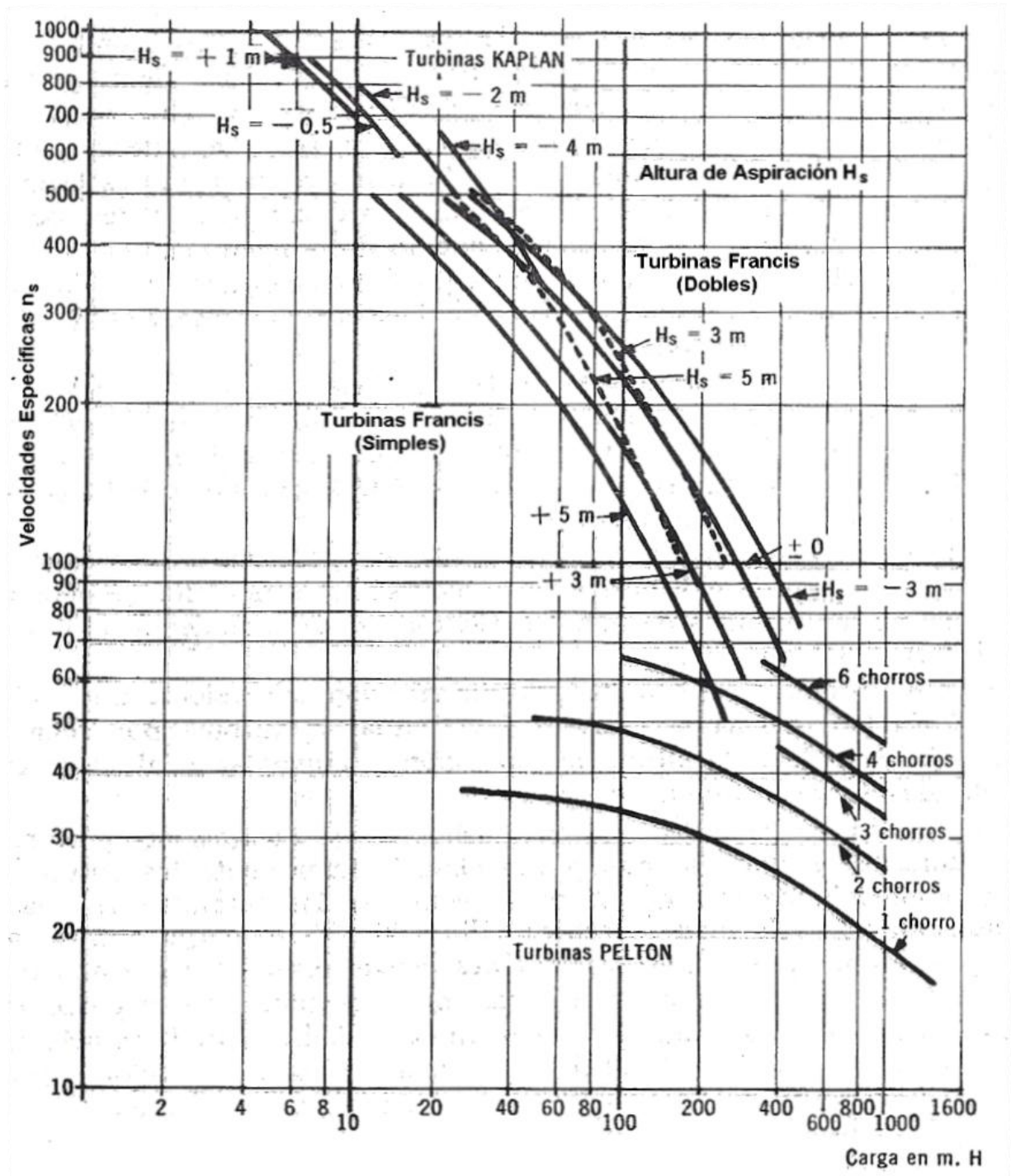
- $P < 1500 \text{ kW}$ , se estima una  $\eta_t = 82 \text{ a } 85 \%$
- $1500 \text{ kW} < P < 6000 \text{ kW}$ , se estima una  $\eta_t = 85 \text{ a } 88 \%$
- $P > 6000 \text{ kW}$ , se estima una  $\eta_t = 88 \text{ a } 90 \%$

En el rango de  $100 < n_s \leq 420$  se encuentran los  $n_s$  mas favorables para la aplicación de las turbinas Francis.

Las turbinas Francis cuyos  $n_s$  están comprendidos entre 60 y 125 se denominan Francis lentas; entre 125 y 300, Francis normales; y entre 300 y 420, Francis rápidas (aunque esta clasificación no generaliza a todas las literaturas aplicables).

Una manera fiable de determinar el  $n_s$ , es gráficamente. Servirá entonces de corroboración en los resultados de las fórmulas siguientes. La gráfica 5 muestra las velocidades máximas específicas para distintos tipos de turbinas, a diferentes cargas.





Gráfica 5: Velocidad específica en función de la carga.

**iv. Velocidad angular de operación**

De la fórmula de velocidad específica, resolviendo para la velocidad angular,  $N$ , y considerando que si se utiliza la velocidad específica recomendada antes deducida; se obtiene:

$$N = n_s r \frac{H^{5/4}}{\sqrt{P}} \quad \text{Ec. 2}$$

Pero considerando el requisito del generador, que su frecuencia de generación eléctrica,  $f$ , debe ser de 60 Hz (60 ciclos por segundo), se tiene:

$$p = \frac{60 * f}{N} \quad \text{Ec. 3}$$

En donde  $p$  es la cantidad de pares de polos

Es recomendable que la cantidad de pares de polos sea un número par y múltiplo de cuatro<sup>6</sup>, esto debido a que facilita la construcción del generador favoreciendo a una disminución en el costo de éste.

$$N = \frac{60 * f}{p}$$

**v.  $n_s$  real para estas condiciones**

Conocida la velocidad de giro definitiva de la turbina, se obtiene con la siguiente fórmula, la velocidad específica:

$$n_s = N \frac{\sqrt{P_{un}}}{H^{5/4}}$$

Para esta velocidad específica corresponde una eficiencia del 95 % (nótese que la eficiencia real la aplicaremos hasta el momento en que también incluyamos la altura o carga neta; así obtener la potencia real a generar). Ver gráfica 5.

En la gráfica 6 y 7 se presentan curvas que nos facilitaran el dimensionamiento del rotor Francis; se harán todas las estimaciones ('ploteos'<sup>7</sup>) pertinentes para el dimensionamiento.

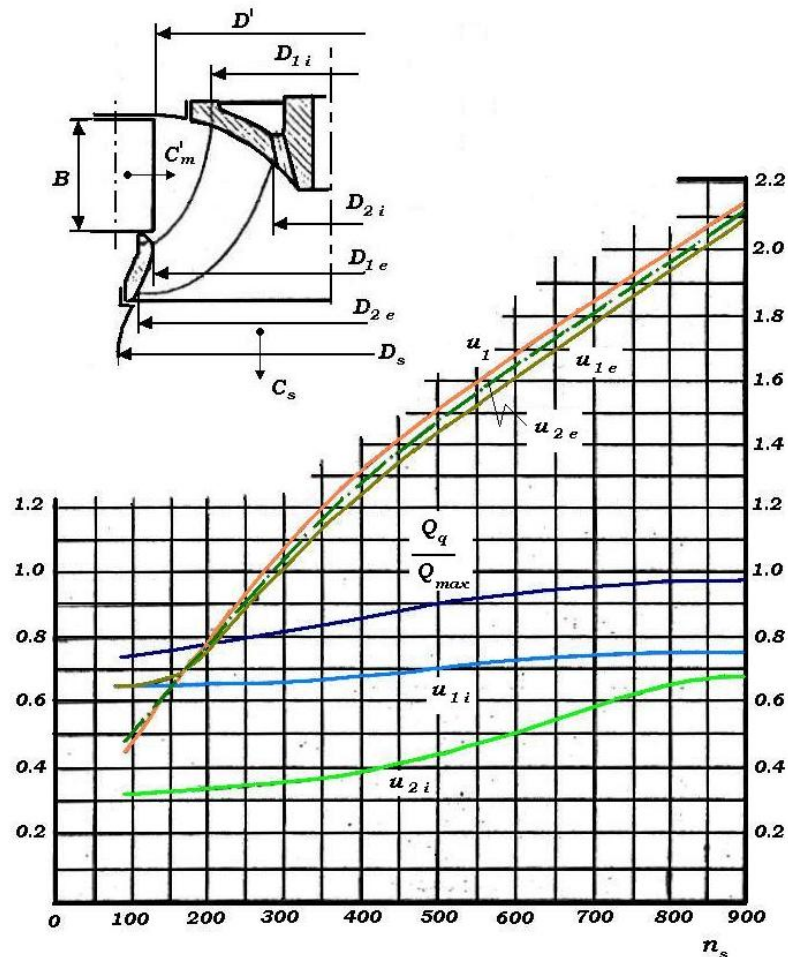


## Rotor

### i. Gráficas para dimensionamiento

Entre la literatura encontrada, la mas completa para el diseño mecánico del rotor es la que ahora se presenta de manera resumida, para una fácil comprensión y utilización; proveniente del libro *Turbinas Hidráulicas* (1957) con la autoría de *Miroslav Nechleba*.

La siguiente gráfica nos permitirá dimensionar el rotor y determinar las velocidades meridionales del fluido en distintos puntos; para ésto necesitamos la  $n_s$ , la cual esta relacionada directamente a los parámetros anteriormente mencionados. (Nechleba; pág. 135)



Gráfica 6: Velocidades Periféricas del rotor Francis según  $n_s$



En la gráfica 6 se presentan factores específicos de las velocidades; entonces, para obtener los valores absolutos se multiplican por  $\sqrt{2 g H_n}$  (los factores se escriben ahora en mayúscula; ejemplo: velocidad periférica del rotor a la entrada de éste;  $U_1 = u_1 \sqrt{2 g H_n}$ )

Para calcular los diámetros se procede de la siguiente manera:

1. Se determina el coeficiente específico de la tabla, según las  $n_s$
2. Se multiplica por  $\sqrt{2 g H_n}$ , para obtener el valor requerido ( $H_n$  en m y  $g$  en  $m/s^2$ )
3. Se divide el valor encontrado en el paso 2 por la velocidad angular del rotor ( $N/9.55 = \omega$ ). en este paso se encuentra el radio. Para determinar el diámetro basta tan solo multiplicarlo por dos y de esta manera se halla el diámetro en el punto analizado.

Entonces, para cada uno de los diámetros:

$$D_{1e} = 2 \left[ \frac{u_{1e} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right]$$

Ec. 4

$$D_{2e} = 2 \left[ \frac{u_{2e} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right]$$

Ec. 6

$$D_{1i} = 2 \left[ \frac{u_{1i} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right]$$

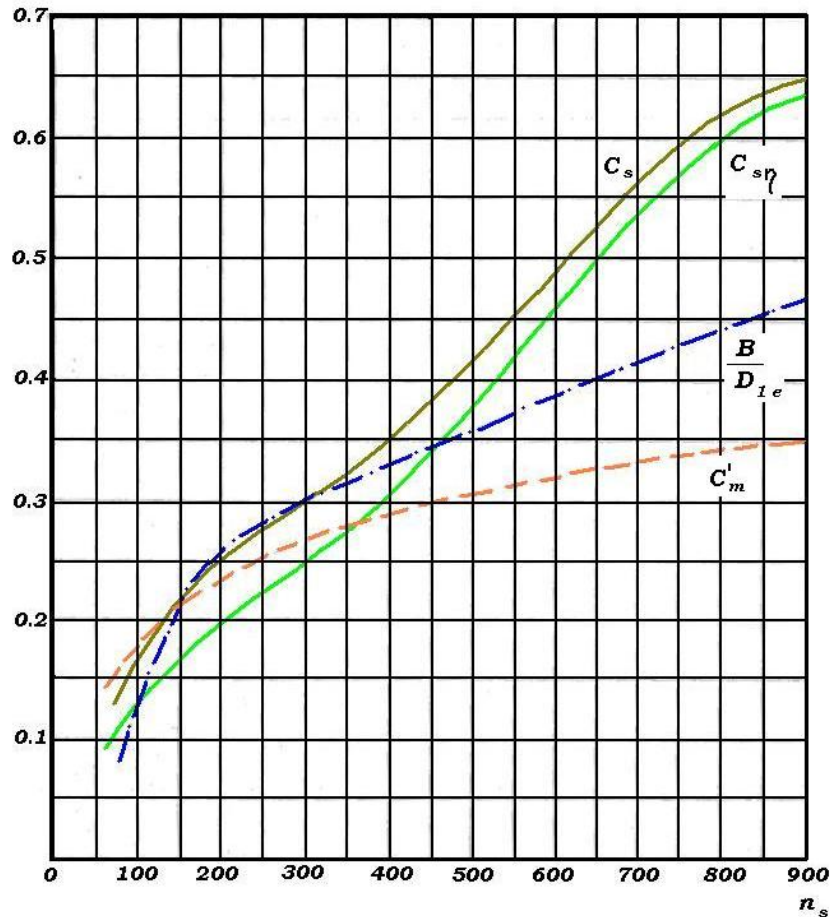
Ec. 5

$$D_{2i} = 2 \left[ \frac{u_{2i} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right]$$

Ec. 7

En donde todos los diámetros están dados en metros.

La gráfica 7, permite determinar ciertas velocidades importantes al momento de diseñar un rotor Francis, las cuales se relacionan directamente a la revolución específica determinada. (Nechleba; pág. 134)



Gráfica 7: Velocidades importantes para el diseño de un rotor Francis según  $n_s$

En donde:

$c_s$ : Velocidad absoluta del agua a la salida del rotor, es decir, a la entrada del tubo de desfogue.

$c_{s \eta}$ : Velocidad absoluta del agua a máxima eficiencia del tubo de desfogue a la entrada de éste.

$c'_m$ : Velocidad meridional del agua a la salida de los álabes directrices del distribuidor, es decir, velocidad meridional del agua a la entrada del rotor.

$\frac{B}{D_{1e}}$ : Relación entre el diámetro exterior de entrada al rotor con la altura de los álabes directrices. Utilizado para determinar la altura de los álabes directrices.

Al igual que en la gráfica anterior, todos los valores encontrados, deben ser multiplicados por  $\sqrt{2 g H_n}$  para obtener las velocidades deseadas.

Las velocidades se calculan con las siguientes ecuaciones:



$$C_s = c_s \sqrt{2 g H_n} \quad \text{Ec. 8}$$

$$C_{s\eta} = c_{s\eta} \sqrt{2 g H_n} \quad \text{Ec. 9}$$

$$C'_m = c'_m \sqrt{2 g H_n} \quad \text{Ec. 10}$$

## ii. Dimensiones del rotor

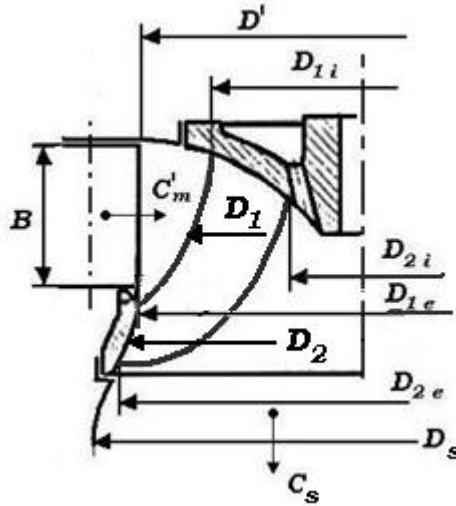


Figura 9: Dimensiones principales de una turbina Francis normal-rápida

### a. Diámetro medio a la entrada del rotor $D_1$

La cota de este diámetro se ubica a la altura media de los álabes directrices (véase Figura 9). Este diámetro corresponde a la admisión de agua en la turbina.

$$D_1 = \left[ \frac{D_{1e} + D_{1i}}{2} \right] \quad \text{Ec. 11}$$

### b. Diámetro medio a la salida del rotor $D_2$

La cota de este diámetro se ubica a la altura media la parte baja del rotor, es decir, la parte media de la altura  $l_m$  de la llanta (véase Figura 10). Este diámetro corresponde a la descarga de agua en la turbina. En este punto el sentido del agua es casi axial (al ser mas axial es mas eficiente la turbina).

$$D_2 = \left[ \frac{D_{2e} + D_{2i}}{2} \right] \quad \text{Ec. 12}$$



**c. Cantidad de álabes del rotor (Nechleba, Pág. 153)**

Se ha estimado la cantidad precisa de álabes del rotor, cantidad que depende de la velocidad periférica del rotor a la entrada. Es importante mencionar que estas ecuaciones se obtuvieron de forma experimental, pero su utilización es muy generalizada. A continuación se presenta la ecuación utilizada:

$$z_2 = \frac{10 \text{ a } 12}{u_1} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde  $u_1$  es el coeficiente específico de la velocidad periférica del rotor, siendo el promedio de  $u_{1e}$  y  $u_{1i}$ , que son las velocidades periféricas a la entrada del rotor.

**d. Altura de álabes directrices**

De la gráfica 7, se obtiene la relación siguiente:

$$\frac{B}{D_{1e}}$$

En donde  $B$  es la altura de los álabes directrices

**e. Altura de la llanta ( $l_m$ ); (Nechleba; pág. 142)**

$$l_m = \lambda \sqrt{D_{1e}} \quad \text{Ec. 14}$$

En donde:

$l_m$ : Altura de la llanta, mm

$D_{1e}$ : Diámetro externo a del álabe a la entrada al rotor, mm

El Factor  $\lambda$  se obtiene interpolando con las  $n_s$ , utilizando la siguiente tabla:

$n_s$	$\lambda$
80	7.25
400	4.75





iii. **Espesores** (Miroslav Nechleba Turbinas Hidráulicas, 1957)

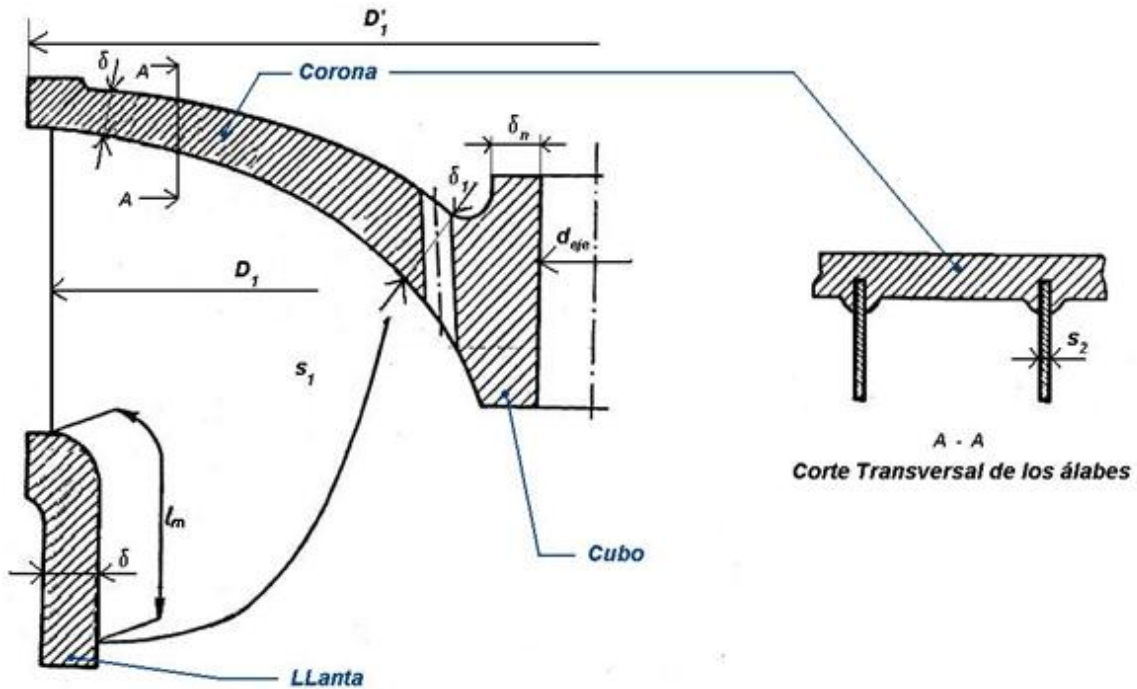


Figura 10: Corte transversal del rotor. Espesores principales

En la figura 10 se observan los principales espesores de un rotor Francis normal-rápido. La nomenclatura de la figura anterior, es la siguiente:

- $D'_1$ : Diámetro al borde de salida de los álabes directrices totalmente abiertos, que coincide con  $D_{1e}$ , m
- $D_1$ : Diámetro medio a la entrada del rotor, m
- $\delta_n$ : Espesor de la pared del cubo, mm
- $\delta_1$ : Espesor de la corona en el cubo, mm
- $\delta$ : Espesor de la corona y llanta, mm
- $s_2$ : Espesor de los álabes del rotor, mm
- $d_{eje}$ : Diámetro del eje del rotor, m

a. **Espesor de la corona y llanta ( $\delta$ )**; (Nechleba; pág. 228)

$$\delta = (20 \text{ a } 25) + 0.01D_1 \quad \text{Ec. 15}$$

$$\delta_1 = (25 \text{ a } 35) + 0.01D_1 \quad \text{Ec. 16}$$

En donde  $\delta_1$  es el espesor de la corona en la parte más cercana al cubo.





**b. Espesor del cubo ( $\delta_n$ ); (Nechleba; pág. 228)**

$$\delta_n = (10 \text{ a } 20) + \frac{d_{eje}}{4} \quad \text{Ec. 17}$$

En el que  $d_{eje}$  es el diámetro del eje del rotor en mm (Ver sección *Eje de Transmisión*)

**c. Espesor del álabe; (Nechleba; pág. 179)**

$$s_2 = 20 B \sqrt{\frac{H_n}{z_2}} \quad \text{Ec. 18}$$

En donde:

$s_2$ : Espesor del álabe, mm

$H_n$ : Carga o altura neta, m

$B$ : Altura de los álabes directrices, m

$z_2$ : Cantidad de álabes del rotor

**iv. Forma del ducto entre los álabes del rotor**

La función de los álabes consiste en hacer converger la dirección del flujo del agua, desde la parte de entrada de la sección del rotor, atravesando hasta la salida del mismo, de tal manera que el cambio de la velocidad del agua corresponde a las velocidades de los *triángulos de velocidad*. El agua debe ser conducida, de tal manera, que se obtenga la máxima energía posible para el rotor, sin embargo, las pérdidas deben ser lo más mínimo posible y sobre todo, las partículas del agua deben ser sujetas a los cambios de velocidades.

Las pérdidas por desprendimiento de capa límite y torbellinos serán mínimas cuando la forma de los álabes sea continua y su curvatura sea gradual y las pérdidas por fricción serán cada vez menores, mientras mas pequeñas sean las superficies de los álabes en contacto con el agua, y mientras mas cortos y menos números de álabes sean.

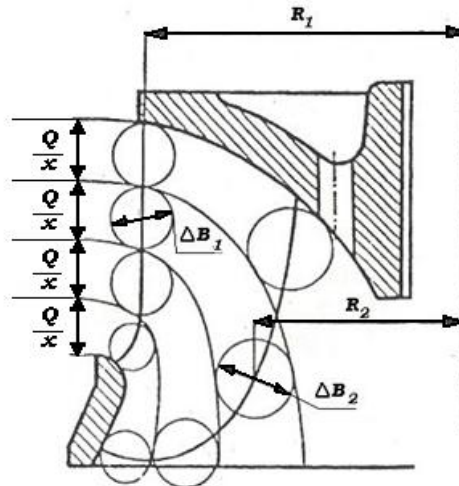


Figura 11: líneas de flujo en el ducto entre los álabes

$$\frac{Q}{x} = 2\pi R \Delta B \quad \text{Ec. 19}$$

En donde  $x$  es el número de flujos con igual proporción en el que tenemos dividido el espacio a la entrada del rotor, pero las ecuaciones siguientes deben cumplirse en toda la trayectoria del las líneas de corriente, es decir:

$$\Delta B_1 R_1 = \text{const.}$$

$$\Delta B_2 R_2 = \text{const.}$$

$$\Delta B_1 R_1 = \Delta B_2 R_2 \quad \text{Ec. 20}$$

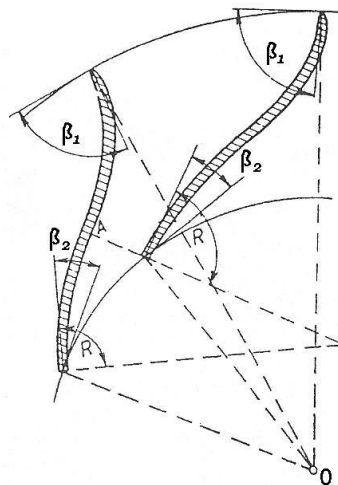


Figura 12: Ángulos constructivos en el ducto entre los álabes

La figura anterior muestra una vista superior del rotor, en la que se observa el espacio comprendido entre las caras de los álabes, creado por la configuración geométrica obtenida con los triángulos de velocidades



## Triángulo de velocidades

A continuación se mostraran los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rotor, utilizando la notación internacional para ángulos, velocidades y componentes de velocidades. En el lenguaje de las turbomáquinas se habla de triángulo de velocidades para referirse al triángulo formado por tres vectores los cuales son:

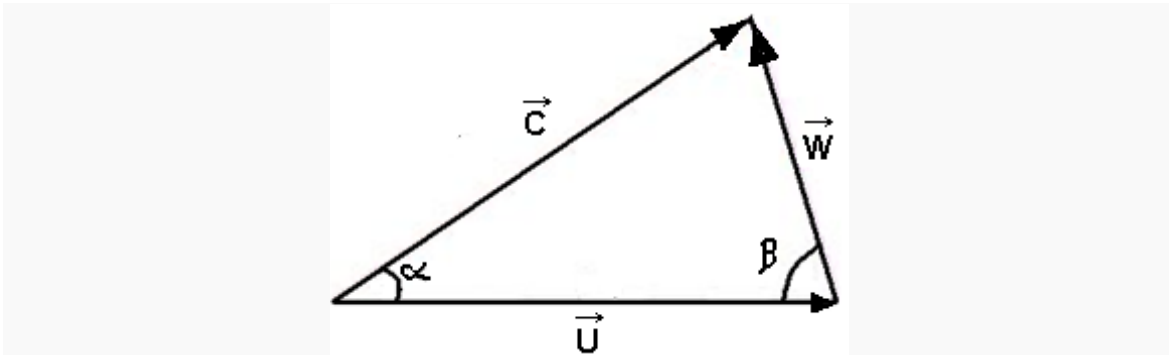


Ilustración 1: Nomenclatura DIN 1331 para triángulos de velocidades.

- La velocidad absoluta del fluido  $\vec{C}$
- La velocidad relativa del fluido respecto al rotor  $\vec{W}$
- La velocidad tangencial del rotor  $\vec{U}$

Estos tres vectores forman un triángulo ya que la suma  $\vec{W} + \vec{C}$  en un mismo punto es igual a  $\vec{C}$  en ese punto por leyes del movimiento relativo.

El ángulo entre los vectores  $\vec{C}$  y  $\vec{U}$  es denotado  $\alpha$  y el ángulo entre los vectores  $\vec{W}$  y  $\vec{U}$  es denotado  $\beta$ . Esta nomenclatura será utilizada en todo el trabajo monográfico y es correspondiente a la norma DIN 1331.

En dichos triángulos:

$\vec{U}_1$ : Velocidad tangencial del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada

$\vec{C}_1$ : Velocidad absoluta del fluido a la entrada

$\vec{W}_1$ : Velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe)

$C_{1m}$ : Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

$C_{1u}$ : Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada

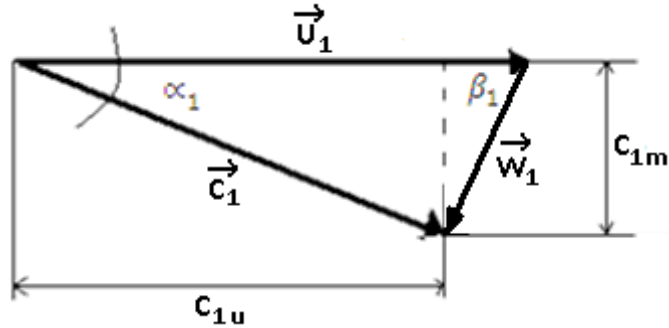
$\alpha_1$ : Ángulo que forman las dos velocidades  $C_1$  y  $U_1$

$\beta_1$ : Ángulo que forma  $W_1$  con  $U_1$

(Y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2)



i. **Entrada al rotor**



a. Velocidad tangencial del álabe a la entrada del rotor

$$U_1 = \left[ \frac{u_{1e} + u_{1i}}{2} \right] \sqrt{2 g H_n} \quad \text{Ec. 21}$$

b. Componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido

$$C_{1u} = \frac{g * H_n}{U_1} \quad \text{Ec. 22}$$

c. Velocidad absoluta del fluido

$$C_1 = \frac{C_{1u}}{\cos \alpha_1} \quad \text{Ec. 23}$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{C_{1m}}{C_{1u}} \right] \quad \text{Ec. 24}$$

Y de la Ec.10 se obtiene  $C'_m$  la que es igual a  $C_{1m}$  (componente meridional de la velocidad absoluta del fluido)

d. Velocidad relativa

$$W_1^2 = (U_1 - C_{1u})^2 + C_{1m}^2 \quad \text{Ec. 25}$$

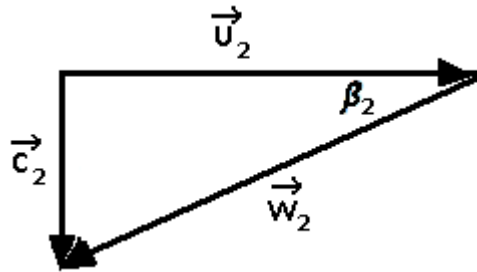
e. Ángulo de entrada del álabe

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1 - C_{1u}} \quad \text{Ec. 26}$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{C_{1m}}{U_1 - C_{1u}} \right]$$



**ii. Salida del rotor**



Para lograr que la potencia sea máxima, se deben considerar los siguientes parámetros (Zubicaray; pág. 215):

- El gasto  $Q$  deberá ser el máximo posible
- El producto de  $U_2 C_{2u}$  debe tender a cero. Para ello se necesitaría que  $U_2 = 0$  o que  $C_{2u} = 0$ . Para que  $U_2 = 0$  necesitaríamos que  $W = 0$ , lo cual es imposible, ya que equivaldría que la turbina estuviese parada, o bien, que  $R_2 = 0$ , que supondría que todo el gasto descargase por un punto, lo cual también es imposible.
- Para que  $c_{2u} = 0$  necesitamos que la velocidad absoluta del agua a la salida sea perpendicular a  $u$ , lo que se lograría con una descarga totalmente axial. Esto, a condición no es posible, pero se puede aproximar con un correcto diseño del rotor.
- En otras palabras, el flujo de agua a la entrada de la turbina debe ser lo mas tangencial posible, y la descarga lo mas axial posible. Todo ello debe y puede ser optimizado en el diseño.

*a. Velocidad tangencial del álabe a la salida del rotor*

$$U_2 = \left[ \frac{u_{2e} + u_{2i}}{2} \right] \sqrt{2 g H_n}$$

*b. Velocidad absoluta del fluido*

Con la Ec.8 se obtiene  $C_s$ , siendo igual a la velocidad absoluta del agua a la salida del rotor, es decir,  $C_2$ .

*c. Ángulo de salida del álabe*

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left[ \frac{U_2}{C_2} \right]$$

*d. Velocidad relativa*

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2$$



## ***Pérdidas de carga en tubería de admisión***

---

### ***i. Pérdidas primarias en tubería de admisión.***

Conociendo las dimensiones de las tuberías, el material de estas y otros parámetros de trabajo, se puede determinar de manera muy objetiva, las pérdidas de carga (pérdidas de energía en el fluido de trabajo, producto de la fricción con las paredes internas de la tubería).

#### ***Fórmula de Darcy-Weisbach para obtención de pérdidas primarias***

Se utilizó la fórmula empírica de Darcy-Weisbach (1875), empleada para el cálculo de la pérdida de carga que tiene lugar en tuberías. Es una de las fórmulas mas exactas para cálculos hidráulicos, sin embargo, por su complejidad en el cálculo del coeficiente “ $f$ ” de fricción, ha caído en desuso. La fórmula es la siguiente:

$$h_f = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2g} \right) \quad \text{Ec. 27}$$

En donde:

$h_f$ : Pérdida de carga o energía (pérdidas primarias), m

$f$ : Coeficiente de fricción

$L$ : Longitud de la tubería, m

$D$ : Diámetro interno de la tubería, m

$V$ : Velocidad media en tubería de admisión ( $C_e$ ), m/s

$g$ : Constante gravitatoria, m/s<sup>2</sup>

#### ***a. Obtención de velocidad del agua y diámetro de la tubería***

Para determinar ésta pérdida, primero debemos conocer la velocidad media en la tubería, la que se obtiene mediante la Ec.28 y  $Q$  es el caudal de diseño, entonces fácilmente se encuentra el diámetro del tubo.

La velocidad del agua en toda la tubería es:

$$C_e \leq 0.20 \sqrt{2gH_n} = V \quad \text{Ec. 28}$$

Y el diámetro:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_e}} \quad \text{Ec. 29}$$



Por tanto, el diámetro para esta tubería se considerará el mismo para toda la longitud de la tubería, hasta el punto de bifurcación, en donde el diámetro, para conservar la misma velocidad del fluido.

*b. Determinación del coeficiente de fricción con diagrama de Moody.*

El coeficiente  $f$  de fricción es función del número de Reynolds ( $Re$ ) y del coeficiente de rugosidad o rugosidad relativa de las paredes de la tubería ( $\varepsilon_r$ ); entonces tenemos lo siguiente:

$$Re = \frac{(D)(V)(\rho)}{\mu} \quad \text{Ec. 30}$$

En donde:

$\rho$ : Densidad del agua ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$ : Viscosidad dinámica del agua<sup>8</sup> ( $\text{kg/m s}$ ), temp. prom.: 25°C (Streeter; pág. 712)

Ahora solo basta encontrar el valor de la rugosidad relativa, con la siguiente fórmula:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad \text{Ec. 31}$$

Siendo " $\varepsilon$ " la rugosidad de las paredes de la tubería y " $D$ " el diámetro de la misma. En la tabla 3 se presenta una variedad de materiales utilizados para tuberías o conductos con sus respectivas rugosidades superficiales.

**Tabla 3: Rugosidad de distintos materiales para tuberías.**

Material	Roughness, $\varepsilon$	
	ft	mm
Glass, plastic	0	0
Concrete	0.003–0.03	0.9–9
Wood stave	0.0016	0.5
Rubber, smoothed	0.000033	0.01
Copper or brass tubing	0.000005	0.0015
Cast iron	0.00085	0.26
Galvanized iron	0.0005	0.15
Wrought iron	0.00015	0.046
Stainless steel	0.000007	0.002
Commercial steel	0.00015	0.045

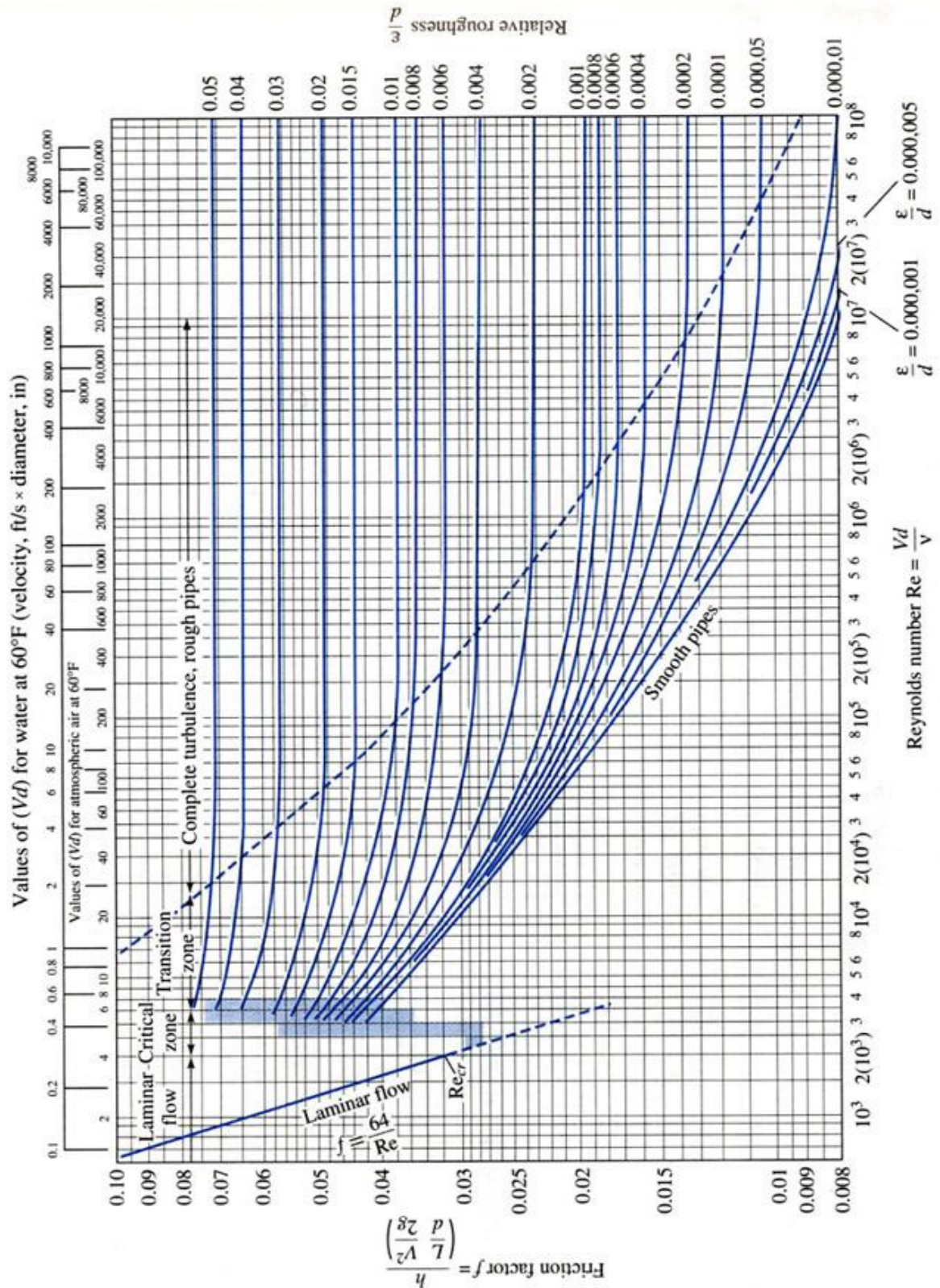
Entonces la rugosidad relativa en nuestra tubería será de:

$$\varepsilon_r = \varepsilon/D$$

*c. Pérdida de carga o altura*

Obtenidos  $Re$  y  $\varepsilon_r$ , procedemos a determinar en el diagrama de Moody (gráfica 8) el valor de  $f$ .





Gráfica 8: Diagrama de Moody, utilizado para obtener el coeficiente de fricción,  $f$ , necesario en la fórmula Darcy-Weisbach





Introducimos todos los valores encontrados en la fórmula de Darcy-Weisbach (Ec.27), teniendo las pérdidas primarias o principales por fricción en la tubería de admisión, que disminuirán la altura bruta en  $h_f$  metros.

**ii. Pérdidas secundarias en tubo de admisión (Mataix, pág. 236 ss.)**

Estas pérdidas tienen lugar en cambios de sección y dirección de la corriente, en las contracciones, estrechamientos, codos, diafragmas, válvulas de diferentes tipos, etc., en general en todos los accesorios de la tubería. Estos elementos producen una perturbación en la corriente que originan remolinos y desprendimientos, que intensifican las pérdidas.

El método por el cual encontraremos las pérdidas será por una fórmula especial y un coeficiente adimensional de pérdidas secundarias. Esta fórmula de uso universal en libros y formularios de hidráulica, y análoga a la fórmula de Darcy-Weisbach para las pérdidas primarias, es la siguiente:

$$H_{rs} = \zeta \frac{C_e^2}{2g} \quad \text{Ec. 32}$$

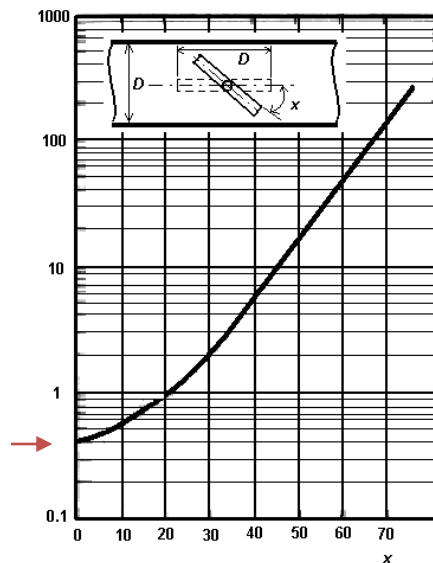
En donde:

$H_{rs}$ : Pérdida de carga secundaria, m.

$\zeta$ : Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria.

$C_e$ : Velocidad permisible en la tubería de admisión, m/s<sup>2</sup>.

El coeficiente  $\zeta$  depende del tipo de accesorio y en nuestro caso, solamente evaluaremos las pérdidas en una válvula tipo mariposa, de uso común para este tipo de instalaciones, que tiene el objetivo de cerrar el paso al flujo de agua hacia el rotor.



**Gráfica 9: Coeficiente  $\zeta$  de una válvula de mariposa.**



## Tubo de desfogue o succión

### i. Dimensionamiento

El tubo de desfogue a utilizar será de tipo *acodado*. El origen, en la parte que se conecta con la turbina, presenta una sección circular, cambia a la forma elíptica en el codo y termina en la descarga con sección rectangular.

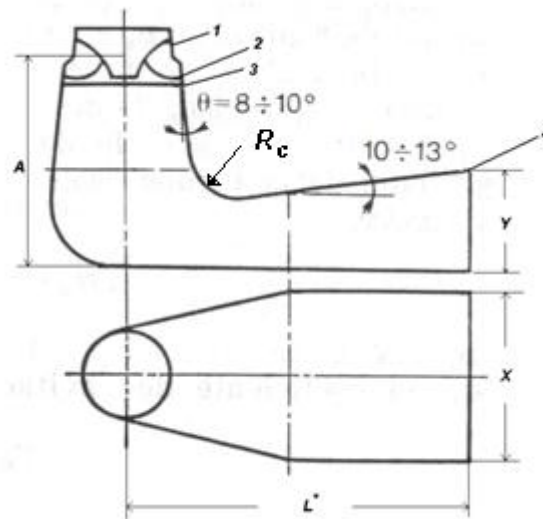


Figura 13: Tubo Acodado

#### a. Profundidad, $A$ , del tubo de succión (Zubicaray, pág. 255)

$$\frac{A}{D_2} = 3.4 - \frac{n_s}{400}$$

$$A = D_2 \left[ 3.4 - \frac{n_s}{400} \right] \quad \text{Ec. 33}$$

#### b. Longitud de la rama horizontal del tubo (Zubicaray, pág. 255)

$$\frac{L^*}{D_2} = 5 - \frac{n_s}{200}$$

$$L^* = D_2 \left[ 5 - \frac{n_s}{200} \right] \quad \text{Ec. 34}$$



**c. Sección de salida y entrada del tubo de succión (Zubicaray, pág. 255)**

Las fórmulas para diseñar la salida del tubo de desfogue están indicadas solamente para la forma rectangular y aunque no es el diseño más eficiente, permite una reducción las dimensiones del tubo y facilita su construcción.

**1. Alto de la sección**

$$Y = A - h'_s - L_b \quad \text{Ec. 35}$$

En donde

$h'_s$ : Altura de succión seleccionada al momento de elegir la  $n_s$ , gráfica 5

$L_b$ : Libre bordo, que se considera por asunto de seguridad (se evita de esta manera la entrada de aire hacia el rotor)

**2. Ancho de la sección**

$$X = \frac{F'_s}{Y} \quad \text{Ec. 36}$$

En el cual  $F'_s$  es el área a la salida del tubo de succión.

$$F'_s = \frac{Q_{un}}{C'_s} \quad \text{Ec. 37}$$

(La selección de  $C'_s$  se sustenta en la pag.51)

Para el caso de la entrada en el tubo de desfogue, los cálculos se resumen a lo siguiente:

$$F_s = \frac{Q_{un}}{C_{s\eta}} \quad \text{Ec. 38}$$

(La velocidad  $C_{s\eta}$  se calculó con la Ec.9)

**d. Radio de curvatura en el codo del tubo (Zubicaray; pág. 259)**

El codo es la parte más delicada, pues desde aquí se inicia la transición de circular a rectangular. El doblez del codo deberá tener un radio de curvatura:

$$R_c \geq 0.6 D_{s\eta} \quad \text{Ec. 39}$$



Este radio obedece a la curvatura más adecuada en el codo e impide la formación de turbulencia, por tanto, reduce las pérdidas en el tubo, aumentando directamente la eficiencia de éste.

## **ii. Ángulo de expansión del tubo**

Se ha dicho anteriormente que uno de los beneficios del tubo de desfogue es el aprovechamiento de la energía residual del agua a la salida del rotor, esto se hace por medio de una expansión continua de la sección en dicho tubo. El procedimiento a seguir para obtener el ángulo total de expansión,  $2\theta$ , es el siguiente.

### **a. Velocidad a la salida del tubo**

A la salida del tubo de desfogue, se alcanza una velocidad  $C'_s$ , que se estima según los dos criterios siguientes:

*“...a la salida del difusor (tubo se desfogue) la energía cinética residual debe ser mínima; habitualmente 0.5 a 1% de la carga neta.” (Polo Encinas; pág. 148)*

Además se limita a que:  $1 \text{ m/s} \leq C'_s \leq 2 \text{ m/s}$ ; según el libro de *Energía Hidráulica* de M. Zubicaray y P. Alonso (pág. 256)

Para continuar el análisis, se debe proceder al siguiente paso: *proyección del tubo de desfogue*.

### **b. Proyección del tubo**

La ilustración 5 muestra el análisis apropiado para determinar el ángulo  $\theta$ , que representa el ángulo de expansión del tubo de desfogue. A partir de  $\theta$  se obtiene la eficiencia del tubo; entre mayor sea este ángulo menor será la eficiencia del tubo (debido a que se da desprendimiento de capa límite del agua en las paredes del tubo, provocando a la vez turbulencias en el interior del mismo).

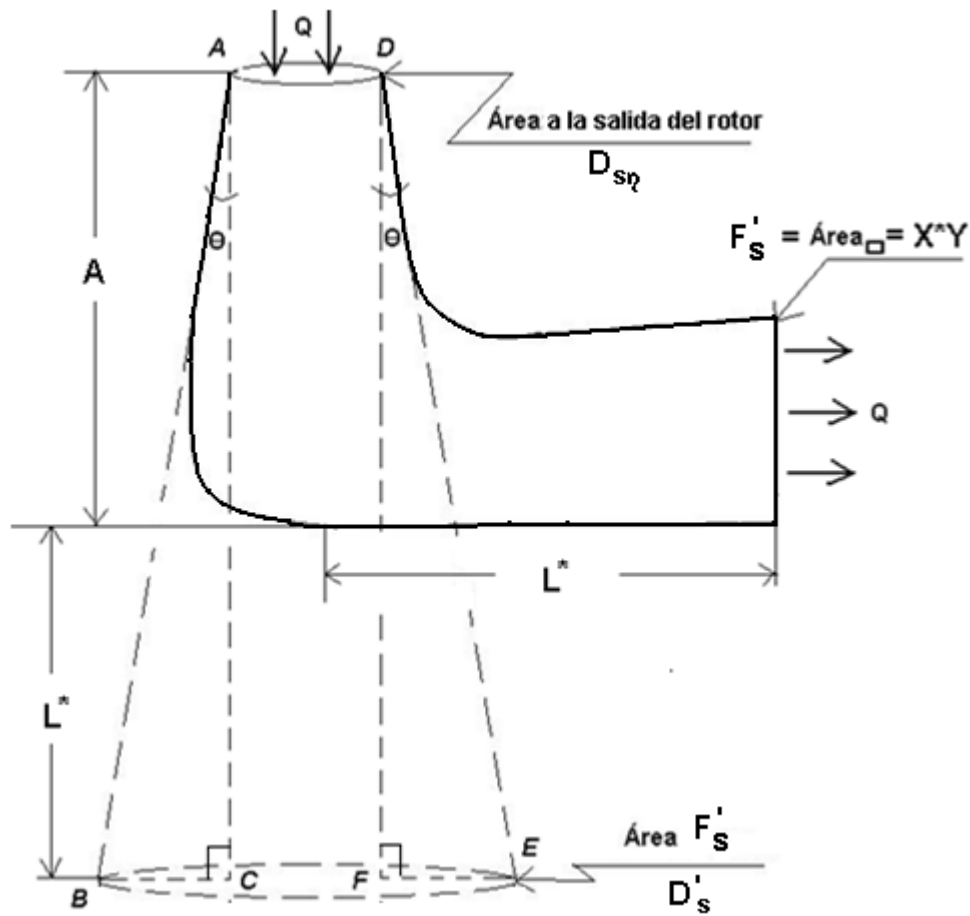


Ilustración 4: proyección del tubo de desfogue para determinación del ángulo de expansión

c. Obtención del ángulo  $2\theta$  por procedimientos trigonométricos

Se observa en la Ilustración 4 los triángulos rectángulos ABC y DEF, ambos semejantes. Partiendo de principios trigonométricos se obtiene el ángulo  $\theta$ . Se extrae el triángulo ABC; resolviéndose de la manera siguiente:

$$\theta = \tan^{-1} \left[ \frac{\frac{D'_S - D_{s\eta}}{2}}{A + L^*} \right] \quad \text{Ec. 40}$$



En la que:

$$D'_s = \sqrt{\frac{4Q_{un}}{\pi C'_s}}$$

Ec. 41

$$D_{s\eta} = \sqrt{\frac{4Q_{un}}{\pi C_{s\eta}}}$$

Ec. 42

En donde  $D'_s$  es el diámetro equivalente del tubo de desfogue si este fuese de sección circular a la salida, que corresponde a la misma área que  $F'_s$ .

Por tanto el ángulo total de expansión,  $2\theta$ , del tubo de desfogue es igual a dos veces el ángulo  $\theta$ , el cual utilizaremos en la gráfica 11.

### iii. **Altura de Succión** (Zubicaray, pág. 254)

La siguiente ecuación nos permitirá evaluar y seleccionar la correcta altura de succión, tomando en cuenta ciertos parámetros importantes; todo ello para evitar los efectos del fenómeno de la cavitación en la turbina.

Según Thomas<sup>9</sup> se debe cumplir que:

$$h'_s \leq B' - H(\ell + k)$$

Ec. 43

En donde

$B'$ : Columna barométrica del agua a la presión atmosférica en el lugar y a la temperatura ambiente (m)

$h'_s$ : Altura máxima de succión permisible por cavitación (m)

$H$ : Carga

$\ell$ : Corrección por efecto de la carga dinámica de succión

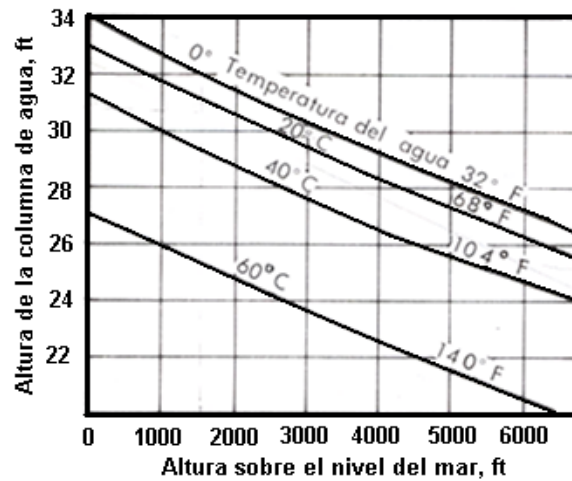
$k$ : Corrección por efecto de distribución de velocidades en el interior de los álabes del rodete.

**Tabla 4: Diseño hidráulico del tubo de succión. Valores  $\ell$  en función de  $n_s$**

$n_s$	50	100	200	300	450	600	800	1000
$\ell$	0.01	0.02	0.03	0.08	0.22	0.5	1	1.6

De la tabla 4 se obtiene el valor de  $\ell$ , que depende de las  $n_s$  a máxima eficiencia de la turbina.

De la gráfica 10 se obtiene la presión barométrica de la columna de agua correspondiente a esa altura,  $B'$ , que se utilizara en la ecuación 42 para la obtención de la altura de succión:



Gráfica 10: Obtención de la presión barométrica,  $B'$

Además se sabe que:

$$k = \frac{H'_s}{H_n} \quad \text{Ec. 44}$$

Donde  $H'_s$  es la ganancia de carga en el tubo de succión, en la que aún no se incluye la misma  $h'_s$ , que posteriormente afectará su magnitud, si esta llegase a diferir con la seleccionada al inicio.  $H'_s$  se obtiene con la siguiente ecuación (Zubicaray; pág. 254)

$$H'_s = \eta_d \left[ \frac{(C_{s\eta})^2 - (C'_s)^2}{2g} \right] \quad \text{Ec. 45}$$

$H'_s$ : Ganancia de carga en tubo de desfogue (previa), m

$C_{s\eta}$ : Velocidad del agua a la salida del rotor, m/s

$C'_s$ : Velocidad del agua a la salida del tubo de desfogue, m/s

$g$ : Constante gravitatoria ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

$\eta_d$ : Eficiencia del tubo de succión, %

Para la obtención de la eficiencia del tubo de desfogue es necesaria la relación entre el área de salida y entrada al tubo, y el ángulo de expansión de éste. A continuación se realiza el procedimiento para calcular ambos requisitos:



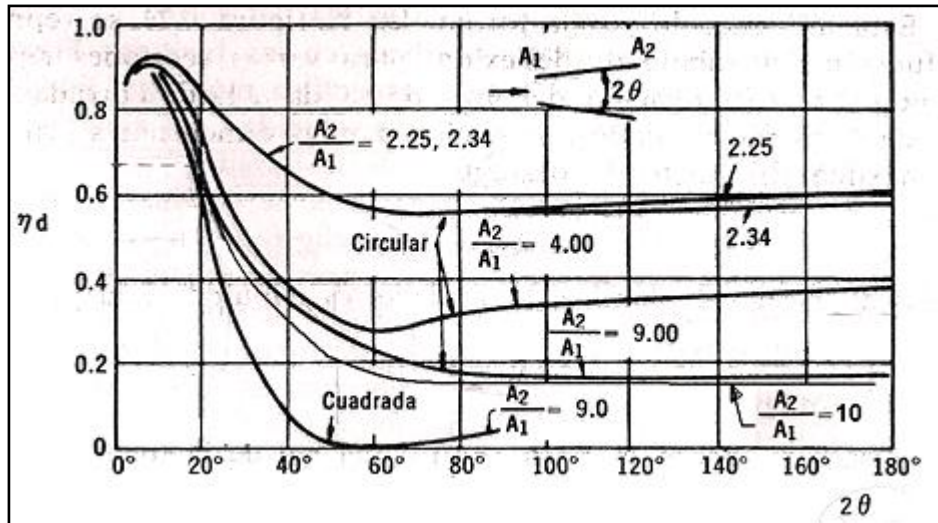


La relación de área de salida-entrada es:

$$\frac{A_{salida}}{A_{entrada}} = \frac{(Y * X)}{F_{s\eta}} = \frac{A_2}{A_1} \quad \text{Ec. 46}$$

Y el ángulo de expansión es  $2\theta$

Teniendo ambos parámetros se selecciona la correspondiente eficiencia del tubo



**Gráfica 11: Eficiencia del tubo desfogue según relación de áreas y ángulo de expansión del tubo.**

Encontrado la  $\eta_d$  y resolviendo la Ec. 46, se obtiene  $k$ ; que servirá para lograr conocer  $h'_s$ , que será la altura máxima a la que se debe colocar el rotor respecto al nivel de agua inferior. Habiendo establecido la altura de succión correspondiente,  $h_s$ , se procede a determinar la ganancia de carga  $H_s$  en el siguiente acápite.



### **Ganancia de carga en tubo de succión**

Se debe aclarar, que esta sección, al igual que la sección de *pérdidas de carga*, se realizan para determinar la altura neta,  $H_n$ , y si ésta ya es conocida, se obvian los siguientes cálculos.

- i. Ganancia de carga** (Víctor Streeter, *Mecánica de Fluidos*, 9na ed., pág. 519-20)

Para obtener la ganancia de energía en el tubo de desfogue, es necesario conocer la diferencia de altura entre la salida de la turbina y el nivel de aguas abajo; esta altura debe responder a los principios de operación, libres del fenómeno de la cavitación.

La ecuación que nos ayudara a conocer la ganancia de carga en el tubo de desfogue es la siguiente

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_3}{\gamma} = -h_s - H'_s \quad \text{Ec. 47}$$

En donde:

$H_s$  : Ganancia de carga en tubo de desfogue (definitiva), m

$h_s$  : Altura de succión electa, en donde  $h_s < h'_s$ , m

$H'_s$ : Ganancia de carga en tubo de desfogue (previa), m

### **Cámara de espiral**

La información del material a utilizar en la construcción de la cámara, se presenta en anexo 11; pero se presenta un resumen de ciertas características.

Nº acero	Designación DIN	Norma AISI	Resistencia a la tracción
1.4435	X2NiCrMo18 14 3	A220	490-690 MPa

Composición química

C: <0.03	Si: 0.3	Mn: 1.7
Cr: 17.5	Mo: 2.7	Ni: 14.5



**i. Diámetro de entrada o admisión del espiral (Zubicaray; pág. 251<sup>10</sup>)**

La velocidad de entrada al espiral y en el tubo de admisión, para reducir al mínimo las pérdidas por fricción, es:

$$C_e \leq 0.20\sqrt{2gH_n} \quad \text{Ec. 48}$$

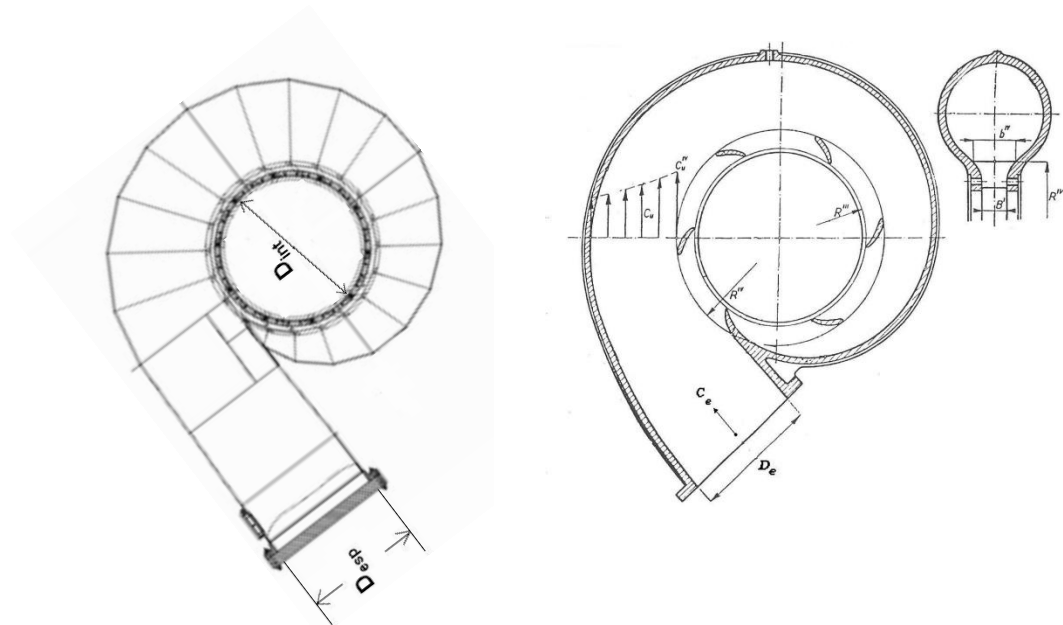
En donde  $Q_{un}$  es el caudal de diseño, dividido por el número de turbinas a instalar, es decir:

$$Q_{un} = \frac{Q}{N^{\circ} \text{ turbinas}}$$

Por tanto, el diámetro de entrada al espiral, se obtiene despejando esta variable de la fórmula para el área de un círculo:

$$D_e = \sqrt{\frac{4Q_{un}}{\pi C_e}} \quad \text{Ec. 49}$$

Este también será el diámetro de la tubería de admisión y aunque podría ser mayor para reducir las pérdidas por fricción, no resulta económicamente rentable



**Figura 14: Cámara espiral. Forma característica. Corte ecuatorial**



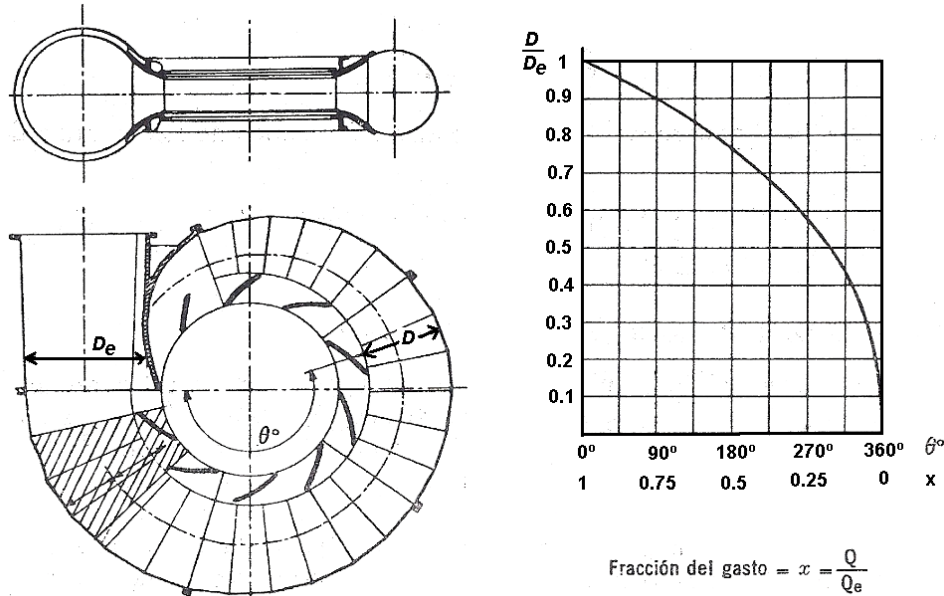
ii. **Diámetro interno de la circunferencia de alimentación de la espiral**  
(Zubicaray; figura 10.15, pág. 250)

$$D_{int} = 1.6D_1$$

Ec. 50

En la Figura 14 se muestra la disposición de las dimensiones encontradas anteriormente.

iii. **Diámetros de la cámara espiral** (Polo Encinas, pág. 144-45)



Gráfica 12: Disminución progresiva del diámetro de la cámara espiral según necesidades del gasto

Debido a que al alimentar la turbina, el caudal,  $Q$ , disminuirá progresivamente mientras se adentra alrededor de la voluta, es necesario mantener la velocidad del fluido mientras decrece su  $Q$ . La siguiente ecuación utiliza la relación del caudal a la entrada de la voluta y el caudal a determinado ángulo,  $\theta$ , en la voluta, esta relación<sup>11</sup> se denota como  $x$ . La ecuación para determinar cada diámetro es la siguiente:

$$x^{3/5} = \frac{D}{D_e}$$

$$D = x^{3/5} D_e$$

Ec. 51

En donde:

$D$ : Diámetro del espiral a una determinada porción de  $x$



$x$ : Porción de gasto, que está relacionado a un determinado ángulo en la espiral

$D_e$ : Diámetro de entrada al espiral

A  $90^\circ$  el diámetro  $x = 0.75$

$$(0.75)^{3/5} = \frac{D_{90}}{D_e}$$

$$D_{90} = (0.75)^{3/5} D_e$$

A  $180^\circ$  el diámetro  $x = 0.5$

$$(0.5)^{3/5} = \frac{D_{180}}{D_e}$$

$$D_{180} = (0.50)^{3/5} D_e$$

A  $270^\circ$  el diámetro  $x = 0.25$

$$(0.25)^{3/5} = \frac{D_{270}}{D_e}$$

$$D_{270} = (0.25)^{3/5} D_e$$

**iv. Espesor de pared de la cámara espiral**  
(Gieck; Sección Q-12: Recipiente de presión)

Para este cálculo, primero se debe tomar en cuenta la sobre presión que ejercería un golpe de ariete sobre las paredes de la cámara (ya que esta será la mayor presión soportada). Se considerará que la presión máxima en la tubería no excederá el 151 % de la presión normal de trabajo (columna de agua en metros, es decir, la carga bruta).

Ya que un golpe de ariete responde a la velocidad con que se cierra la válvula de control del flujo (posiblemente una válvula tipo mariposa); a esta sobrepresión le corresponde un tiempo de cierre del dispositivo (cálculo que será realizado más adelante). Por ahora haremos uso a la estimación de la sobrepresión, que será igual a:

$$P_{m\acute{a}x} = H_b * 1.51$$

Luego se convierte a las unidades de kilo Pascales.



El espesor de la pared se obtiene resolviendo la fórmula siguiente:

$$s = \frac{P_{m\acute{a}x} * D_e * FS}{0.3\sigma_{t\ per m}} \quad \text{Ec. 52}$$

En donde:

$s$ : Espesor de la pared, mm

$P_{m\acute{a}x}$ : Presión máxima ejercida por el agua en las paredes del espiral, kPa<sup>12</sup>

$D_e$ : Diámetro de entrada del espiral, m

$FS$ : Factor de seguridad, depende de la temperatura de trabajo del material (En este caso es 1, puesto que la temperatura de trabajo no superará los 50°C)

$\sigma_{t\ per m}$ : Esfuerzo permisible por tensión del material seleccionado para la cámara espiral, kPa

Aunque en realidad, el espesor de la cámara espiral se reduce a medida que se reduce su diámetro, se toma este valor encontrado,  $s$ , como el espesor a la entrada y, generaliza, como el de toda la cámara. Este espesor es válido también para la tubería forzada de admisión.

#### **v. Tiempo de cierre de válvula mariposa (Zoppetti; pág. 71 ss.)**

Ya que se seleccionó el espesor de la tubería tomando en cuenta un 51% de sobrepresión en la tubería de la cámara de espiral, por ende también en la tubería de admisión, se deben hacer los cálculos tiempo de cierre del dispositivo controlador del flujo, para evitar una sobrepresión mayor a la estimada en la tubería (un golpe de ariete se presenta cuando existen cierres de válvulas de manera brusca en tuberías por las que circula cierto fluido). Pero es necesario calcular primeramente los siguientes parámetros:

##### **a. Celeridad del agua**

$$a = \frac{C}{1 + \frac{\epsilon}{E} \cdot \frac{D}{e}} \quad \text{Ec. 53}$$

En donde:

$a$ : Celeridad del agua en la tubería (admisión y cámara espiral), m/seg.

$C$ : Velocidad de propagación del sonido en el agua (1420 m/seg. a 15°C)

$\epsilon$ : Módulo de elasticidad del volumen de agua,  $2 \times 10^8$  kg/m<sup>2</sup>

$E$ : modulo de elasticidad de la tubería, kg/m<sup>2</sup>

$e$ : Espesor de la tubería de admisión (que será la misma de la cámara espiral,  $s$ ), m

$D$ : Diámetro de la tubería de admisión<sup>13</sup>, m



La relación  $\varepsilon/E$ , entre los dos referidos módulos de elasticidad de la fórmula, vale como término medio:

- Tubería de acero: 0.01
- Tubería de fundición: 0.02
- Tubería de hormigón armado: 0.1 a 0.15

La celeridad será entonces:

$$a = \frac{c}{1 + \frac{\varepsilon}{E} \cdot \frac{D}{e}}$$

**b. Tiempo Crítico**

Definido como el tiempo de propagación de la onda (ida y vuelta). Esto es:

$$\mu = \frac{2 * L}{a} \quad \text{Ec. 54}$$

En donde  $L$  es la longitud de la tubería de admisión, m, y  $a$  es la celeridad, m/seg.

Si el tiempo de cierre de la válvula es menor al tiempo crítico entonces la presión irá aumentando hasta el cierre completo de la válvula y dicho valor será entonces considerado como el de un tiempo de cierre instantáneo, provocando daños en la estructura de la tubería de admisión, cámara espiral, distribuidor, etc.

**c. Tiempo necesario de cierre de la válvula para que la sobrepresión al final de la tubería no exceda el 51% de la  $H_b$ :**

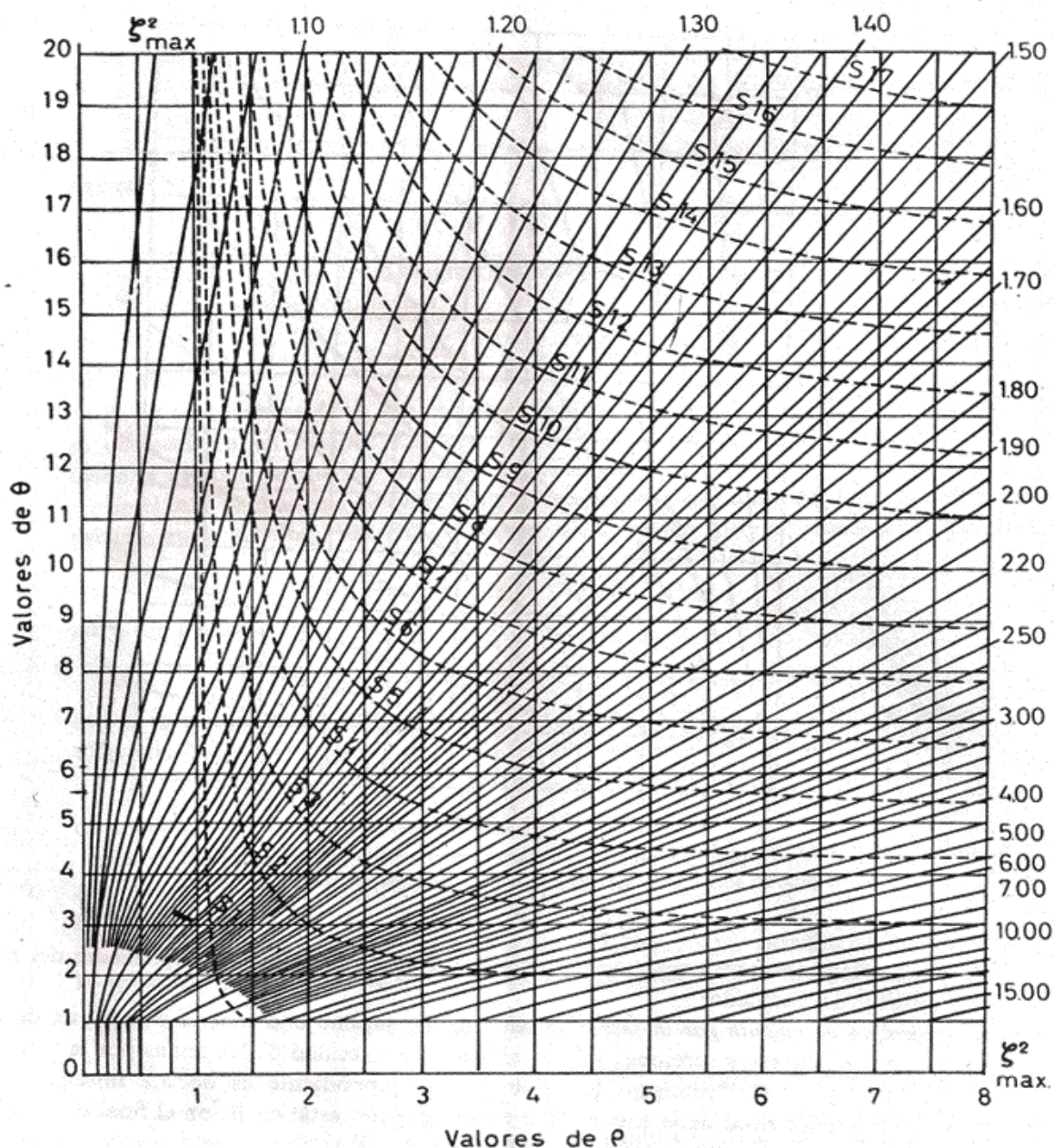
$$\zeta_{\text{máx}}^2 = \frac{\text{Sobrepresión}}{H_b} \quad \text{Ec. 55}$$

El valor de  $\rho$  será:

$$\rho = \frac{a * V}{2 * g * H_b} \quad \text{Ec. 56}$$

En donde  $V$  es la velocidad permisible del agua en el interior de la tubería de admisión en m/s ( $C_e$ )





Gráfica 13: Abaco de Allievi para obtener el tiempo de cierre en el distribuidor de la turbina

Con  $\zeta_{m\acute{a}x}^2$ , y  $\rho$ ; utilizando el diagrama de Allievi<sup>14</sup> que nos proporciona  $\theta$  podemos calcular tiempo de cierre en la válvula tipo mariposa a utilizar:

$$T_r = \frac{2 * L * \theta}{a} \quad \text{Ec. 57}$$

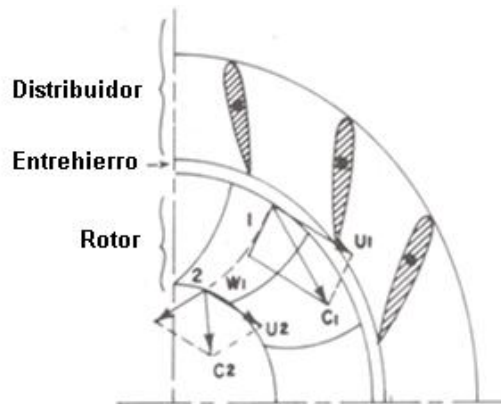


A las coordenadas  $(\theta, \rho)$ , corresponde la curva  $S$  es decir, la presión máxima se obtendrá en un tiempo de cierre de los álabes directrices de:

$$S * \mu = T_{\max} \quad \text{Ec. 58}$$

Entonces, a como se calculó, el tiempo mas adecuado para el cierre de la válvula ( $T_r$ ), evitando cualquier sobrepresión en la tubería y por ende, posibles daños en la estructura de la tubería.

### **Álabes directrices**



**Figura 15: Corte ecuatorial, representando las componentes vectoriales a la entrada y salida del rotor**

El material para los álabes directrices será el mismo que el de la turbina. Se muestra en la tabla siguiente las propiedades mecánicas de este acero:

Nº acero	Designación	Norma AISI	Limite elástico al 0.2 %
1.4539	X1NiCrMoCuN25 20 5	A962	200-250 MPa

Para determinara las dimensiones de los álabes directrices, será necesario conocer:

#### **i. Longitud periférica formada por los álabes.**

Los álabes directrices están delimitados por el  $D_{1e} = D'$  y  $D_{int}$ ; por tanto,  $D_z$  estará entre estos dos; siendo igual a:

$$D_z = \frac{D' + D_{int}}{2} \quad \text{Ec. 59}$$



En donde

$D_z$ : Diámetro de la circunferencia generada por los ejes de los álabes directrices, m.

$D'$ : Diámetro a la salida de los álabes directrices del distribuidor, m.

$D_{int}$ : Diámetro interno de la circunferencia de alimentación de la cámara espiral

Considerando esto, obtendremos la longitud periférica que genera  $D_z$ :

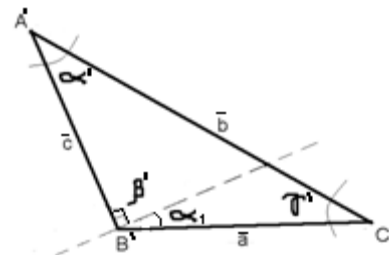
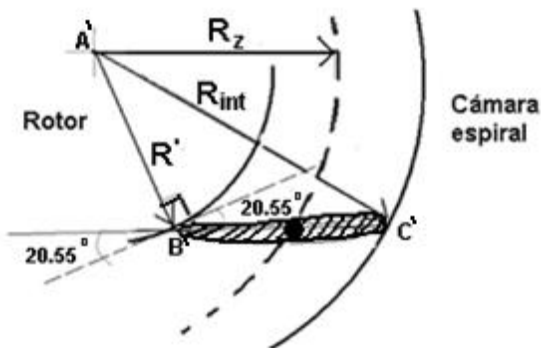
$$L_{z'} = \pi D_z$$

Esta longitud nos será útil al momento de conocer el traslape entre los álabes directrices.

## ii. Longitud de los álabes

*Cálculos trigonométricos para obtener la dimensión del álabe*

La forma mas adecuada de encontrar la longitud de cada álabe, es por procedimientos trigonométricos en el momento de máxima apertura ( $\alpha_1$ ). La ilustración 5 y 6 muestran la manera para conseguir tal objetivo.



**Ilustración 6: Triángulo ABC**

**Ilustración 5: obtención de longitud del álabe, por medio de la conformación del triángulo ABC**

La simbología para el triángulo de la ilustración 6, es la siguiente:

$A'$ ,  $B'$  y  $C'$ : vértices del triángulo  $\Delta A'B'C'$

$\bar{a}$ : Longitud máxima del álabe directriz (m)

$\bar{b}$ : Radio del diámetro interior de la cámara espiral,  $R_{int}$

$\bar{c}$ : Radio del diámetro de entrada al rotor,  $R'$

$\alpha'$ : Ángulo existente entre el  $R'$  y  $R_{int}$

$\beta'$ : Ángulo resultado de la suma de  $\alpha_1$  y  $90^\circ$



Aplicando la ley de los senos, se tiene:

$$\frac{\sin \alpha'}{\bar{a}} = \frac{\sin \beta'}{\bar{b}} = \frac{\sin \gamma'}{\bar{c}}$$

Y se sabe que:

$$180^\circ = \alpha' + \beta' + \gamma'$$

Dado que no se conoce  $\alpha'$  ni  $\bar{a}$ ; se encontrara primeramente el ángulo  $\gamma'$ :

$$\frac{\sin \beta'}{\bar{b}} = \frac{\sin \gamma'}{\bar{c}}$$

$$\gamma' = \sin^{-1} \left[ \frac{(\sin \beta')(\bar{c})}{\bar{b}} \right]$$

Por ende:

$$\alpha' = 180^\circ - \beta' - \gamma'$$

Ahora si se podrá encontrar la longitud del álabe directriz:

$$\frac{\sin \alpha'}{\bar{a}} = \frac{\sin \beta'}{\bar{b}}$$

$$\bar{a} = \left[ \frac{(\sin \alpha')(\bar{b})}{\sin \beta'} \right] = l_a$$

Es decir, la longitud del álabe directriz deberá menor o igual a  $l_a$ , esto debido a que es necesario un ligero espaciado entre álabes directrices y álabes del rotor (espacio que se le conoce como “entrehierro”)

### **iii. Cantidad de álabes directrices (Necheleba; pág. 201)**

Se recomienda que la cantidad de álabes directrices sea menor a la cantidad de álabes del rotor para evitar vibraciones en la estructura en el momento que coincidan. Este número de álabes se obtendrá con la siguiente ecuación:

$$z_1 = \frac{1}{4} \sqrt{D'} + 4 \text{ ó } 6$$

**Ec. 60**



En donde  $z_1$  es la cantidad de álabes directrices en el distribuidor y  $D'$  es el diámetro (mm) al borde de salida de los álabes directrices totalmente abiertos ( $D' = D_{1e}$ )

**iv. Fuerza ejercida sobre álabes directrices** (Nechleba; pág. 204)

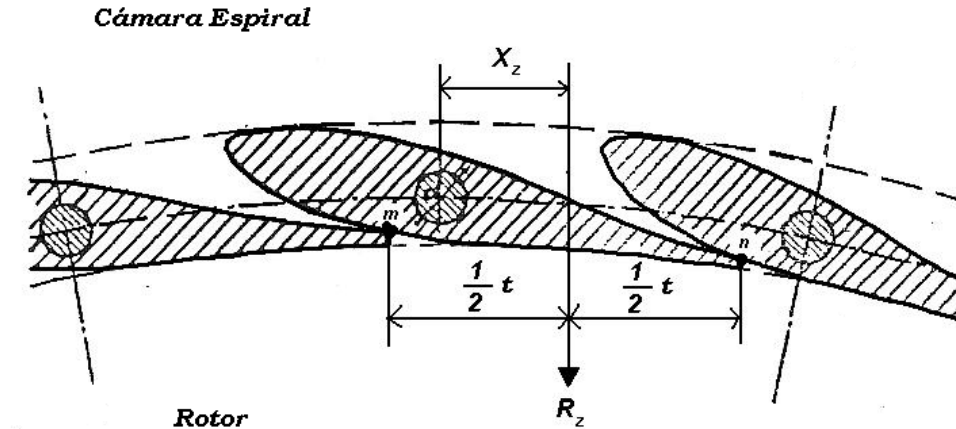


Figura 16: Posición de cierre de álabes directrices. Nótese los puntos de contacto debido al traslape entre ellos.

Es fácil determinar la fuerza que actúa sobre los álabes directrices cuando éstos se encuentran en la posición de cerrado. Los puntos de contacto entre ellos (m,n), crean una circunferencia en la cual, la parte exterior de los álabes directrices esta sometida a la presión correspondiente a la carga ( $H$ ) y la parte interna esta a la presión del rotor, la cual depende de las condiciones de operación (Ver Figura 16). Los dos casos más importantes se exponen a continuación:

- Cuando asumimos que los álabes guías son cerrados mientras la turbina se detiene lentamente. El tubo de succión evacua el agua remanente (queda vacío), provocando una baja presión, que es igual a la altura de succión menos la sobrepresión en el rotor. Las velocidades relativas igualan a cero, por ende, la sobrepresión se expresa con la siguiente ecuación:

$$h_p = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} \quad \text{Ec. 61}$$

Entonces para este caso, la fuerza que actúa sobre los álabes se determina de la siguiente forma:

$$R_z = \left[ H_n + h_s - \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} \right] t B \gamma \quad \text{Ec. 62}$$





La fuerza resultante  $R_z$  no pasa por a través del eje del álabe. La distancia entre  $R_z$  y el eje del álabe será  $x_z$ . En este caso, la fuerza  $R_z$  generará un momento tursor de:

$$M_z = \left[ H_n + h_s - \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} \right] t B \gamma x_z \quad \text{Ec. 63}$$

En donde:

$R_z$ : Componente resultante de la presión del agua, al estar cerrados los álabes, kg

$H_n$ : Altura neta, m

$h_s$ : Altura de succión, m

$U_1, U_2$ : Velocidad tangencial del rotor, denotados con los subíndices 1 y 2 a la entrada y salida, respectivamente, m/s

$t$ : Distancia entre los puntos de contacto entre álabe y álabe al estar en posición de cerrado (directrices), m

$B$ : Altura de los álabes directrices, m

$\gamma$ : Peso específico del agua, kgf/m<sup>3</sup>

$x_z$ : Distancia entre la resultante de la fuerza,  $R_z$  y el centro del eje del álabe directriz.

- b) Cuando la turbina se detiene, pero el tubo de desfogue está lleno de agua, la sobrepresión en el rotor desaparece, consecuentemente, la fuerza que actúa sobre los álabes directrices se determina con la siguiente ecuación:

$$R_z = [H_n + h_s] t B \gamma \quad \text{Ec. 64}$$

El momento tursor generado en el álabe directriz es igual a:

$$M_z = [H_n + h_s] t B \gamma x_z \quad \text{Ec. 65}$$

Es evidente que la mayor fuerza y momento actuará sobre el álabe en el caso b). Nuestros cálculos estarán basados esta consideración y serán la máxima magnitud de fuerza actuante.

#### **V. Diámetro del eje de los álabes.**

En el párrafo anterior, con la Ec. 65, se obtuvo el momento tursor actuante en el eje del álabe directriz de la cámara espiral, debido a la fuerza producida por la columna de agua. Para que este eje soporte dicha torsión deberá tener un diámetro, que conforme al material a utilizar en la elaboración de este, se determina con la siguiente ecuación:



$$d_z = 1.72 * \sqrt[3]{\frac{M_z}{\tau}}$$

Ec. 66

#### **vi. Perfil Hidrodinámico de los álabes directrices.**

Los álabes directrices fijos y móviles poseen un perfil en forma de gota de agua, es decir ancho al inicio y estrecho al final, esto debido a que sus funciones son aumentar la velocidad del fluido antes de entrar a la turbina y dirigir el flujo correctamente a la entrada de la misma. Esta forma es idónea para turbinas de media y alta carga (altura superior a los 60 metros); solo para turbinas de baja carga se consideran y realizan los análisis para un perfil diferente, similar al perfil alar de los aviones.

En este caso no se utilizan perfiles alares, ya que se crea una zona de baja presión en una arista del álabe, similar a lo ocurrido en las alas de los aviones que provoca la fuerza de sustentación que produce el vuelo. Esta fuerza provocaría pérdidas de energía en el fluido (por desprendimiento de capa límite). Al mismo tiempo la fuerza generada por la baja presión aumentaría la fatiga de los álabes y ejes de los mismos, el sistema de apertura y cierre deberá estar luchando constantemente para mantener los álabes en su posición correcta.

#### **vii. Servomotor**

El servomotor, que por medio de fuerzas hidráulicas controla la posición de la varilla que acciona al distribuidor. Esencialmente consiste en un pistón cuyo diámetro interior viene dado por la fuerza máxima necesaria que requiera el ajuste del distribuidor, la presión de aceite suele ser de 10 a 15 atm., aunque en el caso de unidades muy grandes puede ser superior. La velocidad de respuesta del pistón es una función de la cantidad de aceite proporcionado por el cilindro.

La capacidad del regulador se define por el trabajo obtenido en el servo, al multiplicar la fuerza del servo por su carrera.; la capacidad se puede determinar mediante la siguiente fórmula empírica:

$$A = \phi \frac{P_{un}}{\sqrt{H_n}} \quad (kg)$$

Ec. 67

En donde:

A: Capacidad del equipo (servomotor)

$\phi$ : Coeficiente:  $1.5 < \phi < 2.8$ ; para turbinas Francis con cámara espiral y  $2.2 < \phi < 2.5$ ; para Francis con cámara abierta.





Para pequeñas unidades los valores de la capacidad son del orden de 50 a 100 kg.cm con una carrera de 10 a 15 cm. Para grandes unidades, los valores de la capacidad son del orden de 1,000 a 10,000 Kgm, y aún mayores para casos especiales.

### ***Eje de transmisión de potencia***

#### ***i. Cálculo para determinar el diámetro del eje***

Las propiedades mecánicas del material a ocupar para los siguientes cálculos son:

Nº acero	Designación	Norma AISI	Limite elástico al 0.2 %
1.4539	X1NiCrMoCuN25 20 5	A962	200-250 MPa

Composición química

C ≤ 0.02	Si: 0.45	Mn: 0.75	Cr: 0.23
Mo: 4.5	Ni: 25	Cu: 1.4	

El acero del eje, turbina y álabes directrices es el de la norma AISI/SAE A962

#### ***a. El momento torsor transmitido por el eje (Mataix, pág. 360):***

Partiendo del teorema de la cantidad de movimiento, se deduce el *teorema del momento cinético* o del *momento de la cantidad de movimiento*. Suponemos ahora que todas las partículas del fluido entran en el rotor a un diámetro  $D_1$  con la misma velocidad  $C_1$ , y salen a un diámetro  $D_2$  con la misma velocidad  $C_2$ . Esto equivale a decir que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito, para que el rotor guíe al fluido perfectamente. Aplicando la hipótesis llamada *teoría unidimensional* o *teoría del número infinitos de álabes* se obtuvo la siguiente fórmula:

$$M_{tor} = Q\rho(R_1C_1 \cos \alpha_1 - R_2C_2 \cos \alpha_2) \quad \text{Ec. 68}$$

#### ***b. Se procede a calcular el diámetro del eje de la turbina, usando la siguiente fórmula***

$$d_e = 1.72 * \sqrt[3]{\frac{M_{tor}}{\tau}}$$

Se le agrega el 15% por factor de seguridad (previando sobrecargas en la turbina o en la demanda de potencia).



## **Peso de los componentes**

---

### **i. Obtención del peso del eje**

Se determina el volumen del eje para luego encontrar su masa al multiplicar el volumen por la densidad de la aleación de acero A962 la cual es de 8 kg/dm<sup>3</sup>, posteriormente se multiplica por la aceleración gravitacional para obtener su peso en Newton. Las ecuaciones a utilizar son:

#### **a. Volumen del eje**

$$v_{eje} = \frac{\pi}{4} * d_{eje}^2 * h_{eje}$$

#### **b. Masa del eje**

$$m_{eje} = \rho_{a962} * v_{eje}$$

#### **c. Peso del eje**

$$P_{eje} = m_{eje} * g$$

### **ii. Obtención del peso del rotor**

Se determina el volumen del rotor de manera análoga al volumen de un cono truncado para luego encontrar su masa al multiplicar el volumen por la densidad de la aleación. Luego se encuentra el Volumen de las secciones entre los álabes de la turbina. La diferencia entre el volumen del cono truncado y el volumen total de las secciones entre los álabes es el volumen de aproximado del rotor. Posteriormente se multiplica por la aceleración gravitacional, para obtener su peso en Newton. Las ecuaciones a usar son:

#### **a. Volumen del rotor**

$$V_{rotor} = [s_2 R_{2e} (l_m + B) z_2] + [\pi D_{2e}^2 \delta] + [\pi (l_m \delta_1 D_{2e})]$$

#### **b. Masa del rotor**

$$m_{rotor} = \rho_{a962} * V_{rotor}$$

#### **c. Peso del rotor**

$$P_{rotor} = m_{rotor} * g$$



**iii. Obtención del peso de la Voluta (Zubicaray, pág. 263-64)**

Esta ecuación fue planteada según A. Ténot en el libro “Energía Hidroeléctrica, Turbinas y Plantas Generadoras” de Oviejo Zubicaray. Utiliza la relación entre el grosor de la chapa que conforma la voluta, sus diámetros más importantes y una constante relacionada directamente con el tipo de material de la chapa.

$$W_{esp} = k * D_e * s * (D' + \frac{D_e}{2}) \quad \text{Ec. 69}$$

Donde;

$W_{esp}$ : Peso de la espiral, kgf

$k$ : Constante que depende del material de la cámara, oscila entre 100 a 140

$D_e$ : Diámetro de entrada a la espiral, m

$D'$ : Diámetro de entrada al rotor, m

$s$ : Espesor medio de las paredes (e)

### **Rodamientos**

---

Se mencionó en el Marco Teórico los dos tipos de rodamientos y la importancia de éstos. Se sabe entonces que la mayor carga soportada es en dirección axial producto del peso del rotor, el eje de transmisión de potencia y empuje axial del agua. El generador eléctrico viene provisto con uno especial, que soporta el peso de éste y sus accesorios.

Para la selección del rodamiento se utilizó un catálogo online que selecciona automáticamente el rodamiento con las mejores propiedades para la aplicación. Se debió determinar la carga axial total del conjunto rotor-eje y del empuje axial producida por la turbina cuando este en operación. Se seleccionó el rodamiento de rodillos esféricos de rótula, estos son los recomendados por SKF para la aplicación deseada, puesto que soportan grandes cargas axiales y cierta carga radial, absorben vibraciones, y son autoajustables lo que permite tener un mayor margen de seguridad durante montaje y desmontaje.



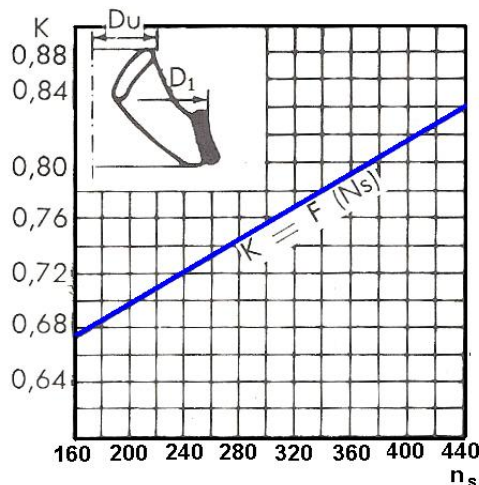
La carga axial del Rotor y el eje, fueron determinadas por el cálculo aproximado de sus pesos más un factor de seguridad. A esto se le suma el resultado del cálculo empuje axial de las turbinas durante su funcionamiento. La carga radial es obtenida como porcentaje de la carga axial, esto solo por factor de seguridad, puesto que dicha carga deberá ser nula en la turbina, sin embargo debe considerarse para asegurar un correcto funcionamiento de los rodamientos. Este porcentaje ronda el 2% de la carga axial total. Método recomendado por SKF en su catalogo online.

### **i. Cargas Axiales**

#### **a. Carga del peso del conjunto rotor-eje**

$$C_{axial \text{ por peso}} = P_{rotor} + P_{eje}$$

#### **b. Carga por empuje axial de la turbina (Zubicaray; pág. 264)**



**Gráfica 14: Criterio norteamericano (Allis Chalmers). Valores de K en función de  $n_s$**

El empuje axial del rotor de la turbina esta determinado por el criterio Allis Chalmers, el cual utiliza la relación entre la altura neta, el diámetro de admisión y la velocidad específica para calcularlo, con ayuda de una constante determinada en la gráfica 14

$$f_{axial \text{ de rotor}} = 785 * k * D_1^2 * H_n \quad \text{Ec. 70}$$

#### **c. Carga total axial**

$$C_{Total \text{ axial}} = C_{axial \text{ por peso}} + f_{axial \text{ de rotor}}$$



Para asegurarnos que soporte sobre carga, adicionaremos 6% más de fuerza axial.

$$C_{Total\ axial} = C_{Total\ axial} * 1.06$$

### ii. Cargas Radiales

Se recomienda considerar la carga radial un máximo de 2% de la carga axial

$$C_{Total\ Radial} = 0.02 * C_{Total\ axial}$$

### iii. Selección del modelo de Rodamiento

Luego de obtener las Cargas y seleccionar el tipo de rodamiento, solo basta introducir los datos en el software online de SKF. Este inmediatamente nos da una lista de recomendaciones, nosotros elegimos el que cumpla los requerimientos de resistencia y vida útil, además de las dimensiones cercanas para la determinación del muñón del eje (asiento de este en el eje de la turbina).

## Acoples

---

### *Tipo de acople*

De brida o de plato: Consta de dos platos forjados con el eje o encajados en ambos árboles y asegurados por pernos embutidos. Los de este último tipo tienen una pieza cónica para que la presión de los tornillos apriete las bridas contra los ejes, asegurando así que no haya rozamiento. Se utiliza por ejemplo para unir una turbina y su alternador, conexión que exige una perfecta alineación



Imagen 4: Ejemplo de acoples tipo brida, semejante a los necesarios para el la unión Rotor-Eje y Eje-Generador.

Para transmitir los esfuerzos definidos anteriormente, es necesario realizar una fijación mecánica apropiada del eje con la turbina. Varios modos de fijación son posibles, el método más eficaz es la unión tornillos/tuerca. Las uniones o fijación por soldadura no está recomendada.



**i. Calidad de fabricación de los pernos**

Las normas ISO 898-1 definen los tipos de calidad de fabricación de los pernos adaptados a las uniones de estructuras tal como los acoples eje-turbina, se recomienda el uso de fabricación de pernos ALTA RESISTENCIA Clase 10.9, y excepcionalmente de la clase 8.8 ó 12.9

Las tuercas deben ser de una clase igual o superior a la del tornillo asociado. Para un tornillo de diámetro “d” está recomendada una altura de tuerca de igual a su diámetro “d”.

Las arandelas deben ser planas y estar tratadas térmicamente. Deben tener:

- un límite elástico superior o igual a 600 Mpa,
- un diámetro  $DR = 2 d$
- un espesor:  $h > 0.3 d$  o  $a \geq 0.3 d$ .

**ii. Características mecánicas mínimas (según ISO)**

**Tabla 5: Propiedades mecánicas para pernos de distintas clases**

Clase	Ruptura (Mpa)	Límite Elástico(Mpa)	Fatiga(Mpa)	
8.8	800	640	40	Excepción
10.9	1040	940	40	Recomendado
12.9	1220	1100	40	Excepción

Los tornillos con cabeza hexagonal son más aconsejables que los tornillos con cabeza cilíndrico cuando sea posible. Se recomienda aprovisionar pernos (tornillos + tuerca), con características mecánicas garantizadas, apareadas y prelubrificadas lo que permite obtener un valor de coeficiente de rozamiento tornillo/tuerca constante y conocido. Los tratamientos de superficie efectuados en la fabricación de pernos no deben engendrar ningún efecto fragilizante.

**iii. Cálculo de la fijación**

Las reglas de cálculo están elaboradas cuando se toma en cuenta las normas y reglamentos en vigor y numerosas trabajos de investigaciones y experimentaciones. Estos cálculos se inspiran más particularmente del AFNOR FD E 25.030, de la recomendación VDI 2230 (1988) y de la norma API 2C (1995).

*Hipótesis del cálculo estándar*

- Pernos equidistantes : uniformemente repartidos en los círculos de fijación



- Coronas y soportes en acero
- Coronas apoyadas directamente en los soportes.
- En el caso de cargas radiales importantes, aconsejamos un centraje o un encolado ya que los pernos no deben trabajar en cizalladura.
- . La longitud del apriete debe ser al menos igual a cinco veces al diámetro:  
 $LK \geq 5 d$

**a. Cálculo del número de pernos**

Una vez que la corona ha sido seleccionada con arreglo a la utilización y a su capacidad de carga, la fabricación de pernos de fijación esta determinada para ser homogénea a la capacidad del rodamiento.

El cálculo del número mínimo de fijación se efectúa según las fórmulas siguientes a partir del caso de carga más exigente. En todos los casos, hay que considerar un número suficiente de pernos que aseguren un enlace eficaz entre corona y brida, para evitar toda deformación de éstos.

$$N = (1.6)(Fk) \frac{[(4 * MT) - (FA * Df)]}{[Df(Ts - Fpc)]} \quad \text{Ec. 71}$$

**Donde:**

N: Número de pernos teóricamente necesario.

1.6: Coeficiente de seguridad del apriete para llave dinamométrica clase B según FD E 25-030.

Fk: Factor de forma de pernos elegido, ver gráfico.

MT: Momento de par total aplicado a la corona en kN m.

FA: Carga axial en kN.

Df: Diámetro de fijación en mm.

Ts: Tensión de apriete.

Fpc: Pérdida de tensión por elasticidad bajo cabeza en KN

Lk: Longitud afectada en mm.

D: Diámetro del perno en mm.

Lk y D fueron obtenidos del libro “Dibujo Industrial” de A. Chavelier, seleccionados en base a la relación de dimensiones y calidad tabuladas en el libro. Df fue obtenido de las dimensiones de la brida del eje.



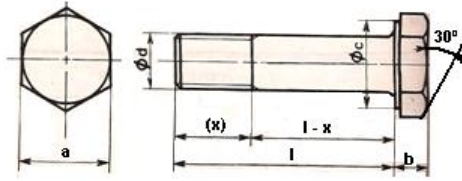


Tabla 6: Dimensiones del perno a utilizar en los acoples.

d	Clase de Calidad	Pas	a	b	c min
16	8.8	2	24	10	23
	10.9		27		26
18	8.8	2.5	27	12	26
	10.9		30		29
20	8.8	2.5	30	13	29
	10.9		32		31
22	8.8	2.5	32	14	31
	10.9		36		35
24	8.8	3	36	15	35
	10.9		41		40
27	8.8	3	41	17	40
	10.9		46		45

Tabla 7: Dimensiones de la arandela para el perno seleccionado

Diametro del Tornillo	b	c	e	f
16	30	17	3	1.6
18	34	19	4	
20	38	21		
22	40	23		2
24	44	25		
27	50	28	5	2.5

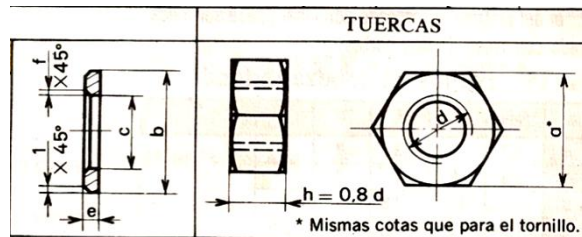




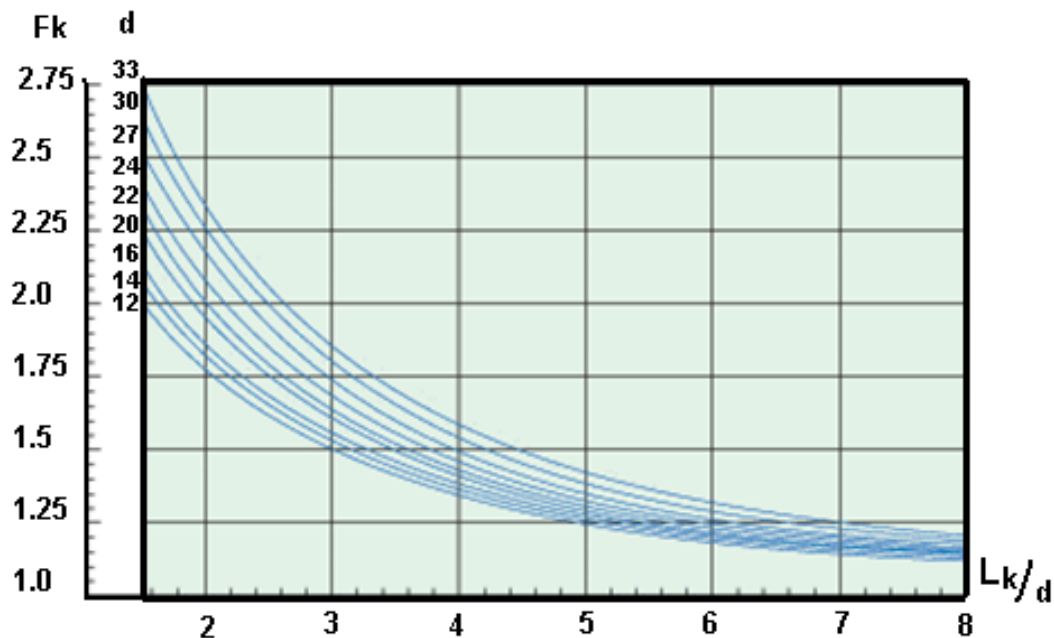
Tabla 8: Longitud de rosca en el perno seleccionado

Grueso a unir		Diametro del Tornillo											
		16		18		20		22		24		27	
de	a	l	x	l	x	l	x	l	x	l	x	l	x
14	18	45											
19	23	50		50		55							
24	28	55		55		60		60					
29	33	60	26	60		65		65		65		70	
34	38	65		65	27	70	31	70		70		75	
39	43	70		70		75		75	32	75	34	80	
44	48	75		75		80		80		80		85	37
49	53	80		80		85		85		85		90	
54	58	85		85		90		90		90		95	
59	63	90	28	90	29	95	33	95	34	95	37	100	39
64	68	95		95		100		100		100			
69	73	100		100								110	39
74	78	105				110	33	110	34	110	37		
79	83			110	29							120	39
84	88					120	33	120	34	120	37		
89	93			120	29							130	39
94	98					130	33	130	34	130	37		
99	103											140	39
104	108									140	37		
109	113											150	39
114	118									150	37		
119	123											160	39



## 1. Factor de forma $F_k$

Este factor tiene en cuenta la geometría del ensamblaje. Está basado en el diámetro del perno y la relación de longitud roscada con respecto al diámetro. La mejor fijación se obtiene con taladros pasantes en la corona y los soportes: cuando utilizamos pernos (tornillos+tuercas), la longitud de apriete es importante, la rigidez del perno es satisfactoria y las pérdidas de tensión son mínimas. La selección del mismo se hace por medio de la gráfica 15, mostrada a continuación:



Gráfica 15: Factor de forma

## 2. Tensión de apriete $T_s$

La tensión de apriete define la fuerza con que debe ajustarse el perno, esta tensión es de suma importancia puesto que si es muy baja se producirán vibraciones y el perno podría aflojarse, si es demasiado alta, sometería el perno a esfuerzos cortantes que provocarían su falla por fatiga .

La tensión de apriete debe ser superior o igual a la mostrada en la siguiente tabla:

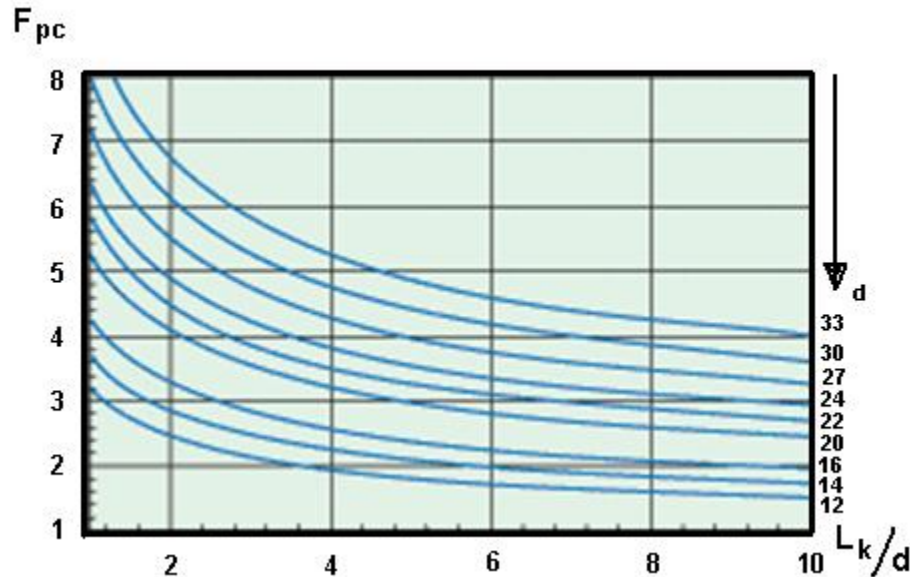
Tabla 9: Tensión de apriete

Diámetro (mm)	12	14	16	20	22	24	27	30	33
Tensión (kN)	56	77	106	166	208	239	315	385	480



### 3. Pérdida de tensión $F_{pc}$

Es la pérdida de tensión en el perno al momento del apriete, se determina con la siguiente gráfica:



Gráfica 16: Pérdida de tensión

El acople Eje-Turbina y Eje-Eje<sub>generador</sub> Serán exactamente iguales pues las cargas a las que están sometidas son equivalentes, solo que este último no soportará cargas axiales, pues las absorberá el rodamiento.

Obteniendo los valores anteriores, se utiliza la Ec.71 para conocer la cantidad de pernos recomendada según las condiciones de operación.

Si por distintas consideraciones de carácter constructivo o de diseño, el grueso a unir por el perno excede el máximo establecido en las tablas anteriores; es posible el uso de *Espárragos* que posean la misma calidad y propiedades mecánicas necesarias para una unión confiable y duradera.



## **PRE-CÁLCULOS**

Antes de diseñar y dimensionar, es necesario conocer primeramente la altura neta,  $H_n$  con la que se cuenta. Para ésto, se realizarán los cálculos en los que se determinan los dos tipos de pérdidas de carga o altura más importantes: pérdidas primarias y secundarias de energía; las cuales implican una disminución de la carga o altura bruta,  $H_b$ . Pero existe también una ligera ganancia de carga, la cual debe agregarse a la altura antes referida. Por tanto, procederemos solamente a realizar los cálculos en los cuales encontremos los valores útiles para el objetivo planteado: conocer la altura o carga neta ( $H_n$ ) y para ello usaremos  $H_b$ , que es con la que contamos actualmente.

Las pérdidas de carga, principalmente se localizan en: la tubería de admisión, debido a la fricción del agua entre las paredes de la tubería, y en los accesorios instalados los cuales varían o modifican el transcurso o velocidad del agua.

La ganancia de carga solamente se presenta con un buen diseño en el tubo de desfogue, pero que depende también del diseño de éste.

Entonces, el procedimiento para obtener las pérdidas y ganancias de carga y altura neta serán:

- Obtener la potencia de la turbina y así, la velocidad específica.
- Calcular las pérdidas de carga, primarias y secundarias.
- Determinar, con la  $n_s$  y la gráfica 7, la velocidad establecida por la Ec. 9; la cual proporciona la velocidad a la entrada al tubo de desfogue ( $C_{s\eta}$ ).
- Calcular la ganancia de carga en el tubo de desfogue o succión.
- Determinar la altura neta.

### ***Potencia y velocidad específica***

---

#### ***i. Capacidad instalada de la planta***

Para este primer cálculo se supondrá la eficiencia total de la turbina, debido a que no se conoce, por el momento, algún parámetro que nos permita conseguir la real. De igual manera, se hará uso de la altura bruta (o carga bruta), ya que no contamos aun con las pérdidas y ganancia de carga (si las hay).

Con la Ec.1, la potencia hidráulica, es:

$$P = \frac{(\gamma * Q * H_b * \eta_t)}{75}$$



$$P = \frac{\left[ \left( 1000 \frac{kg}{m^3} \right) \left( 35 \frac{m^3}{s} \right) (93 m) (0.85) \right]}{75}$$

$$P = 36,890 CV$$

**ii. Potencia<sup>15</sup> generada por cada turbina**

$$P_{un} = \frac{36,890 CV}{2}$$

$$P_{un} = 18,445 CV$$

**iii. Velocidad angular de operación**

De la fórmula de velocidad específica, resolviendo para la  $N$ , y considerando que se utiliza la velocidad específica que caracteriza a la turbina a una carga,  $H_b = 93 m$  y una altura de succión,  $h'_s = 0 m$  (gráfica 5); se obtiene:

$$N = n_s r \frac{H^{5/4}}{\sqrt{P_{un}}}$$

$$N = (242 rpm) \frac{(93m)^{5/4}}{\sqrt{18,445 CV}}$$

$$N = 514 rpm$$

Pero considerando el requisito del generador, que debe generar a una frecuencia,  $f$ , de 60 Hz (60 ciclos por segundo), se tiene:

$$p = \frac{60 * f}{N}$$

En donde  $p$  es la cantidad de pares de polos

$$p = \frac{60 * 60Hz}{514 rpm}$$

$$p = 7 \approx 8 \text{ pares de polos}$$



Es recomendable que la cantidad de pares de polos sea un número par y múltiplo de cuatro, esto debido a que facilita la construcción del generador favoreciendo a una disminución en el costo de éste. Por esa razón se seleccionó la cantidad de 8 pares de polos. Con lo que la velocidad angular<sup>16</sup> de funcionamiento será de:

$$N = \frac{3600}{8}$$

$$N = 450 \text{ rpm}$$

**iv.  $n_s$  real para estas condiciones**

$$n_s = N \frac{\sqrt{P_{un}}}{H^{5/4}}$$

$$n_s = (450 \text{ rpm}) \frac{\sqrt{18,455 \text{ CV}}}{(93 \text{ m})^{5/4}}$$

$$n_s = 211.62 \text{ rpm}$$

Para estas revoluciones específicas corresponde una eficiencia total de la turbina del 95 %, gráfica 4 (esta eficiencia la aplicaremos hasta el momento en que también incluyamos la altura o carga neta).

### **Pérdidas de carga**

---

**i. Pérdidas primarias en tubería de admisión**

Para determinar esta pérdida, se utiliza la Ec.27; pero antes se deben obtener los siguientes parámetros:

1. Velocidad del agua en la tubería.

La Ec.28 encontramos la velocidad recomendada, siendo ésta:

$$C_e \leq 0.20 \sqrt{2gH_n} = V$$





$$V = 0.20\sqrt{2gH_n} = 0.20\sqrt{2\left(9.81\frac{m}{s^2}\right)(93\text{ m})} = 8.54\text{ m/s}$$

Con la velocidad en el tubo de admisión determinada, calculamos el diámetro del tubo, que será el mismo en toda su longitud. El diámetro se obtiene con la Ec.29, siendo:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_e}} = \sqrt{\frac{4(35\text{ m}^3/\text{s})}{\pi(8.54\text{ m/s})}} = 2.2843\text{ m}$$

Por tanto, el diámetro para esta tubería será de 2.2843 m, y se considerará el mismo para toda la longitud de la tubería (longitud total<sup>17</sup>: 290 m), desde la toma de agua hasta el punto de bifurcación, en donde el diámetro, para conservar la misma velocidad del flujo, se reduce hasta los 1.623 m (diámetro de entrada al espiral)

## 2. Coeficiente de Moody ( $f$ )

Se debe determinar primero, con la Ec.30, el número de Reynolds:

$$Re = \frac{(D)(V)(\rho)}{\mu} = \frac{(2.2843\text{ m})(8.54\text{ m/s})(997.1\text{ kg/m}^3)}{0.001\text{ kg/m s}}$$

$$Re = 19,457,309.7$$

Y la rugosidad relativa con la Ec.31:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D}$$

Con la tabla 3 obtenemos la rugosidad del material, acero inoxidable  $\varepsilon = 0.002\text{ mm}$ , el que introducimos en la ecuación anterior:

$$\varepsilon_r = \frac{0.002\text{ mm}}{2,284.3\text{ mm}} \cong 1 \times 10^{-6}$$

Por tanto, al utilizar la gráfica 8, hallamos que el coeficiente de fricción  $f = 0.008$ , que indica que la tubería es lisa y el flujo esta en transición.

## 3. Pérdida de carga o altura

Al utilizar la Ec.27 encontramos las pérdidas por fricción:



$$h_f = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{V^2}{2g} \right) = (0.008) \left( \frac{290 \text{ m}}{2.2843} \right) \left( \frac{(8.54 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} \right)$$

$$h_f = 3.77 \text{ m}$$

Esto significa, que las pérdidas primarias o principales por fricción en la tubería de admisión, disminuirán la altura bruta en 3.77 m.

## **ii. Pérdidas secundarias en tubo de admisión**

El método por el cual encontraremos las pérdidas será por una fórmula especial y un coeficiente adimensional de pérdidas secundarias. Esta fórmula de uso universal en libros y formularios de hidráulica, y análoga a la fórmula de Darcy-Weisbach para las pérdidas primarias, es la siguiente (Ec.32):

$$h_{rs} = \zeta \frac{v_{perm}^2}{2g}$$

En donde:

$h_{rs}$ : Pérdida de carga secundaria.

$\zeta$ : Coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria.

$v_{perm}$ : Velocidad permisible en la tubería de admisión.

De la gráfica 9 obtenemos, con válvula completamente abierta ( $x = 0$ ),  $\zeta = 0.4$ ; valor que introduciremos en la Ec.32, teniendo lo siguiente:

$$h_{rs} = (0.4) \frac{(8.54 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{rs} = 1.49 \text{ m}$$

Esto indica que por cada válvula de mariposa utilizada, la pérdida de carga será de 1.49 m. Ya que se contempla la necesidad de utilizar dos turbinas, es necesaria también la ubicación de dos válvulas, que suman un total en pérdidas secundarias,  $h_{rs \text{ total}}$ :

$$h_{rs \text{ total}} = h_{rs} * 2 = 1.49 \text{ m} * 2 = 2.98 \text{ m}$$

## **iii. Pérdidas totales**

Serán la suma de las pérdidas primarias y secundarias, teniéndose lo siguiente:

$$h_T = h_f + h_{rs \text{ total}} = 3.77 \text{ m} + 2.98 \text{ m} = 6.75 \text{ m}$$



## **Ganancia de carga**

---

Para resumir esta sección, utilizaremos la metodología planteada en el acápite *Tubo de desfogue o succión*, de tal forma que solamente mencionaremos el numero de ecuación utilizada, pero conservaremos el orden establecido para dicha actividad, con el objetivo de establecer claramente la ganancia de carga ocurrida en el tubo de desfogue, que más adelante nos servirá para encontrar la carga o altura neta,  $H_n$ .

### **i. Dimensionamiento del tubo**

#### **a. Profundidad del tubo**

En la ecuación 33 introducimos la  $n_s$  y  $D_2$  se calcula utilizando la Ec.12, dando un resultado de 1.0244 m. Por tanto:

$$A = D_2 \left[ 3.4 - \frac{n_s}{400} \right]$$

$$A = (1.0244 \text{ m}) \left[ 3.4 - \frac{211.62 \text{ rpm}}{400} \right] = 2.941 \text{ m}$$

#### **b. Longitud horizontal del tubo**

De la Ec.34 tenemos:

$$L^* = D_2 \left[ 5 - \frac{n_s}{200} \right]$$

$$L^* = (1.0244 \text{ m}) \left[ 5 - \frac{211.62 \text{ rpm}}{200} \right] = 4.038 \text{ m}$$

#### **c. Sección de salida y entrada del tubo**

##### **1. Alto**

Utilizamos la Ec.35, que nos da:

$$Y = A - h'_s - L_b$$

$$Y = 2.941 \text{ m} - 0 \text{ m} - 1 \text{ m} = 1.941 \text{ m}$$

##### **2. Ancho (Ec.36)**



$$X = \frac{F'_s}{Y}$$

En donde  $F'_s$  es el área de la sección de salida del tubo y se obtiene con la Ec.37 de la siguiente forma:

$$F'_s = \frac{Q_{un}}{C'_s}$$

Y  $C'_s$  es 1.5 m/s, obteniéndose:

$$F'_s = \frac{17.5 \text{ m}^3/\text{s}}{1.5 \text{ m/s}} = 11.67 \text{ m}^2$$

El ancho será de:

$$X = \frac{11.67 \text{ m}^2}{1.941 \text{ m}} = 6.01 \text{ m}$$

La ecuación 38 nos permite calcular el área a la entrada del tubo de desfogue, siendo:

$$F_s = \frac{Q_{un}}{C_{s\eta}} = \frac{17.5 \text{ m}^3/\text{s}}{8.75 \text{ m/s}}$$

## **ii. Ángulo de expansión**

El ángulo  $\theta$  se obtiene resolviendo la Ec.40 (ver Ilustración 4), que es la siguiente:

$$\theta = \tan^{-1} \left[ \frac{\frac{D'_s - D_{s\eta}}{2}}{A + L^*} \right]$$

En la que el diámetro equivalente a la salida del tubo es (Ec.41):

$$D'_s = \sqrt{\frac{4Q_{un}}{\pi C'_s}} = \sqrt{\frac{4(17.5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}})}{\pi (1.5 \frac{\text{m}}{\text{s}})}} = 3.8542 \text{ m}$$

Y el diámetro a la entrada del tubo (Ec.42):



$$D_{s\eta} = \sqrt{\frac{4Q_{un}}{\pi C_{s\eta}}} = \sqrt{\frac{4(17.5 \frac{m^3}{s})}{\pi(8.75 \frac{m}{s})}} = 1.5958 \text{ m}$$

Entonces el ángulo de expansión será igual a:

$$\theta = \tan^{-1} \left[ \frac{\frac{3.8542 \text{ m} - 1.5958 \text{ m}}{2}}{2.941 \text{ m} + 4.038 \text{ m}} \right] = 9.2^\circ$$

$$\text{Entonces } 2\theta = (2)(9.2^\circ) = 19.4^\circ$$

Con este ángulo  $2\theta$  y la relación de áreas de la Ec.46, nos remitimos a la gráfica 11, en la que determinamos la eficiencia del tubo de desfogue de sección cuadrada, la cual es aproximadamente 65 %.

Ahora, con la Ec.45, obtenemos la ganancia de carga en el tubo de succión:

$$H'_s = \eta_d \left[ \frac{(C_{s\eta})^2 - (C'_s)^2}{2g} \right] = 0.65 \left[ \frac{(8.75 \text{ m/s})^2 - (1.5 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \frac{m}{s^2})} \right] = 2.462 \text{ m}$$

Debido a que la altura de succión es de 0 m sobre el nivel de aguas abajo, esta ganancia encontrada anteriormente, representa la ganancia de carga para una sola turbina. La ganancia total de carga obtenida en ambas turbinas será de:

$$H_s = 2H'_s = (2)(2.462 \text{ m}) = 4.924$$

### **iii. Altura de succión**

La altura de succión se determina con la Ec.43:

$$h'_s \leq B' - H(\ell + k)$$

Utilizando la tabla 4 y la  $n_s = 211.62$  conocemos que  $\ell = 0.0358$ . De la gráfica 10 obtenemos la presión barométrica:

$$B' = 31 \text{ ft} = 31 * 0.305 = 9.455 \text{ m}$$

Para una altura sobre el nivel del mar de 490 m (1,611 ft) de la instalación, y agua a una temperatura de  $25^\circ\text{C}$ .

Ahora solamente hace falta el valor  $k$ , que es (Ec.44):



$$k = \frac{H'_s}{H_n} = \frac{2.462 \text{ m}}{93 \text{ m}} = 0.026$$

Entonces, la altura de succión,  $h'_s$ , es:

$$h'_s \leq B' - H(k + k) = 9.455 \text{ m} - 93 \text{ m}(0.0358 + 0.026)$$

$$h'_s \leq 2.8 \text{ m}$$

Puede comprobarse entonces, que la altura de succión estimada en un principio para esta sección de pre-cálculos ( $h'_s = 0 \text{ m}$ ), se encuentra y cumple la desigualdad anteriormente descrita y permite considerar que el funcionamiento de la turbina será libre del efecto de la cavitación.

### **Altura neta**

---

Determinadas las pérdidas y ganancias de carga, podemos obtener la carga neta:

$$H_n = H_b - h_T + H_s$$

$$H_n = 93 \text{ m} - 6.75 \text{ m} + 4.924 \text{ m}$$

$$H_n = 91.174 \text{ m}$$

Siendo:

$H_n$ : Altura o carga neta

$H_b$ : Altura bruta

$h_T$ : Pérdida total de carga

$H_s$ : Ganancia total de carga



## **CÁLCULOS DE DISEÑO**

Se explicó que la sección *pre-cálculos* tiene como objetivo conocer la altura neta en el proyecto y para esto solamente procedimos a encontrar los parámetros mínimos necesarios para cumplir con el objetivo planteado.

Ahora, para empezar con esta sección de cálculos, describimos los parámetros que son necesarios:

- La altura neta,  $H_n = 91.174 \text{ m}$ ; encontrada en la sección anterior.
- El caudal de diseño,  $Q$ , será de  $35 \text{ m}^3/\text{s}$ , y el caudal unitario para cada turbina,  $Q_{un}$ , es de  $17.5 \text{ m}^3/\text{s}$ .
- La altura de succión,  $h_s = 0 \text{ m}$ , que se conservará la misma que en la sección de pre-cálculos; ya que seleccionando esta altura nos aseguramos que el funcionamiento de la turbina será libre del fenómeno de la cavitación.

Los parámetros anteriores son suficientes para proceder con esta sección, en la cual se presentan valores definitivos. Es importante aclarar, que ya no se calcularán pérdidas o ganancias de carga, pero si podrán ser modificadas ciertas dimensiones de los componentes, como por ejemplo el tubo de desfogue.

### ***Potencia, velocidad específica y otros parámetros***

#### ***i. Capacidad instalada de la planta***

Obtenida la altura o carga neta de  $91.174 \text{ m}$  y  $\eta_t = 95\%$  de la gráfica 4 ( $n_s = 211.62 \text{ rpm}$ ); la potencia a generar es: (Ec.1)

$$P = \frac{\left[ \left( 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left( 35 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) (91.174 \text{ m}) (0.95) \right]}{75}$$

$$P = 40,420.47 \text{ CV}$$

#### ***ii. Potencia generada por cada turbina***

Puesto que se instalarán dos turbinas idénticas, cada una generará:

$$P_{un} = \frac{40,420.47}{2} = 20,210.74 \text{ CV}$$





### **iii. Velocidad específica recomendada**

En la Gráfica 5, con  $H_n = 91.174 \text{ m}$  y  $h_s = 0 \text{ m}$ , obtenemos la  $n_{s,r} = 250 \text{ rpm}$ .

### **iv. Velocidad angular de operación**

Introducimos los valores en la Ec.2, teniéndose:

$$N = n_{s,r} \frac{H^{5/4}}{\sqrt{P_{un}}} = (250 \text{ rpm}) \frac{(91.174 \text{ m})^{5/4}}{\sqrt{20,210.24 \text{ CV}}} = 495.44 \text{ rpm}$$

A estas revoluciones le corresponde una cierta cantidad de pares de polos (generando a 60 Hz), siendo de (Ec.3):

$$p = \frac{60 * f}{N} = \frac{60(60 \text{ Hz})}{495.44 \text{ rpm}} = 7.27 \approx 8 \text{ pares de polo}$$

Y ya que corregimos la cantidad de pares de polo, también debemos corregir la velocidad angular de giro, despejando la Ec.3 a favor de  $N$ , tenemos:

$$N = \frac{60 * f}{p} = \frac{60(60 \text{ Hz})}{8} = 450 \text{ rpm}$$

### **v. $n_s$ real para estas condiciones**

De la Ec.2 se despeja el término  $n_s$ , para obtener la siguiente ecuación:

$$n_s = N \frac{\sqrt{P_{un}}}{H^{5/4}} = (450 \text{ rpm}) \frac{\sqrt{20,210.24 \text{ CV}}}{(91.174 \text{ m})^{5/4}} = 227.07 \text{ rpm}$$

## **Rotor**

---

### **i. Gráficas para dimensionamiento**

Esta sección es sumamente importante, ya que de este punto se parte para la totalidad del diseño de la turbina. En las gráficas 6 y 7 se presentan curvas, obtenidas de forma experimental, que con los ‘ploteos’ pertinentes,  $n_s = 227.07 \text{ rpm}$ , nos facilitará el dimensionamiento del rotor Francis y otros componentes.



Entonces, de la gráfica 6 extraemos lo siguiente:

Tabla 10: Coeficientes y velocidades periféricas en el rotor

$n_s$ (rpm)	$u_{1e}$	$u_{1i}$	$u_{2e}$	$u_{2i}$	$u_1$	$u_2$
227.07	0.84	0.66	0.85	0.35	0.75	0.6
	$U_{1e}$	$U_{1i}$	$U_{2e}$	$U_{2i}$	$U_1$	$U_2$
	m/s					
	35.528	27.914	35.951	17.8	31.721	25.38

Con la tabla anterior, calculamos los diámetros del rotor:

(Ec.4)

$$D_{1e} = 2 \left[ \frac{u_{1e} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right] = 2 \left[ \frac{(0.84) \sqrt{2 \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) (91.174 m)}}{47.12} \right] = 1.508 m$$

(Ec.5)

$$D_{1i} = 2 \left[ \frac{u_{1i} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right] = 2 \left[ \frac{(0.66) \sqrt{2 \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) (91.174 m)}}{47.12} \right] = 1.1848 m$$

(Ec.6)

$$D_{2e} = 2 \left[ \frac{u_{2e} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right] = 2 \left[ \frac{(0.85) \sqrt{2 \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) (91.174 m)}}{47.12} \right] = 1.5259 m$$

(Ec.7)

$$D_{2i} = 2 \left[ \frac{u_{2i} \sqrt{2 g H_n}}{\omega} \right] = 2 \left[ \frac{(0.35) \sqrt{2 \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) (91.174 m)}}{47.12} \right] = 0.6283 m$$

La gráfica 7 nos proporciona la siguiente tabla (realizada con las Ec.8, 9 y 10):

Tabla 11: Velocidades absolutas importantes.

$n_s$ (rpm)	$c_{s\eta}$	$c_s$	$c'_m$	$B/D_{1e}$
227.07	0.21	0.26	0.24	0.27
	$C_{s\eta}$	$C_s$	$C'_m$	$B$
	m/s			m
	8.882	11	10.57	0.4072



En la que  $B$  se obtuvo despejándola de la relación  $\frac{B}{D_{1e}} = 0.27$

## **ii. Dimensiones del rotor**

En la sección anterior adelantamos ciertas dimensiones, pero ahora abarcaremos diámetros medios (utilizados en ciertas ecuaciones) y espesores en el rotor. Para visualizar todas las dimensiones ver figura 9.

### **a. Diámetro medio a la entrada del rotor (Ec.11)**

$$D_1 = \left[ \frac{D_{1e} + D_{1i}}{2} \right] = \left[ \frac{1.508 \text{ m} + 1.1848 \text{ m}}{2} \right] = 1.3464 \text{ m}$$

### **b. Diámetro medio a la salida del rotor (Ec.12)**

$$D_2 = \left[ \frac{D_{2e} + D_{2i}}{2} \right] = \left[ \frac{1.5259 \text{ m} + 0.6283 \text{ m}}{2} \right] = 1.0771 \text{ m}$$

### **c. Cantidad de álabes del rotor (Ec.13)**

$$z_2 = \frac{12}{u_1} = \frac{12}{0.75} = 16 \text{ álabes}$$

### **d. Altura de álabes directrices, $B$ .**

De la gráfica 7 obtuvimos la siguiente relación, a  $n_s = 227.07 \text{ rpm}$

$$\frac{B}{D_{1e}} = 0.27 \therefore B = 0.27 D_{1e}$$

$$B = 0.27 D_{1e} = 0.27(1.508 \text{ m}) = 0.4072 \text{ m}$$

### **e. Altura de llanta (Ec.14)**

$$l_m = \lambda \sqrt{D_{1e}} = 6.1 \sqrt{1,508 \text{ mm}} = 236.88 \text{ mm}$$

## **iii. Espesores (fig. 10)**

### **a. Espesor de la corona y llanta (Ec.15 y 16)**

$$\delta = 22.5 + 0.01 D_1 = 22.5 + 0.01(1.3464 \text{ m}) = 22.5135 \text{ mm}$$

$$\delta_1 = 30 + 0.01 D_1 = 30 + 0.01(1.3464 \text{ m}) = 30.0135 \text{ mm}$$



- b. Espesor del cubo (Ec.17)

$$\delta_n = 15 + \frac{d_{eje}}{4} = 15 + \frac{21.75 \text{ cm}}{4} = 20.44 \text{ cm}$$

- c. Espesor del álabe (Ec.18)

$$s_2 = 20 B \sqrt{\frac{H_n}{z_2}} = 20 (0.4072 \text{ m}) \sqrt{\frac{91.174 \text{ m}}{16}} = 19.4408 \text{ mm}$$

### **Triángulo de velocidades**

---

#### **i. Entrada del rotor**

- a. Velocidad tangencial del álabe a la entrada del rotor (Ec.21)

$$U_1 = \left[ \frac{u_{1e} + u_{1i}}{2} \right] \sqrt{2 g H_n}$$

$$U_1 = \left[ \frac{0.84 + 0.66}{2} \right] \sqrt{2 \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (91.174 \text{ m})} = 31.721 \text{ m/s}$$

- b. Componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido (Ec.22)

$$C_{1u} = \frac{g * H_n}{U_1} = \frac{\left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) (91.174 \text{ m})}{31.721 \text{ m/s}} = 28.2 \text{ m/s}$$

- c. Velocidad absoluta del fluido (Ec.23)

$$C_1 = \frac{C_{1u}}{\cos \alpha_1}$$

Para resolver esta ecuación, debemos calcular primeramente  $\alpha_1$ , el cual fácilmente se obtiene de la Ec.10, en la que  $C_{1m} = C'_m$ , debido a que la velocidad meridional a la salida del álabe directriz debe ser la misma a la entrada al rotor, que se calcula con la Ec.24. Entonces:

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{C_{1m}}{C_{1u}} \right] = \tan^{-1} \left[ \frac{10.57 \text{ m/s}}{28.2} \right] = 20.55^\circ$$

Resolvemos para la Ec.23, teniendo:

$$C_1 = \frac{C_{1u}}{\cos \alpha_1} = \frac{28.2 \text{ m/s}}{\cos 20.55^\circ} = 30.12 \text{ m/s}$$



d. *Velocidad relativa (Ec.25)*

$$W_1^2 = (U_1 - C_{1u})^2 + C_{1m}^2 = \sqrt{(U_1 - C_{1u})^2 + C_{1m}^2}$$

$$W_1 = \sqrt{(U_1 - C_{1u})^2 + C_{1m}^2} = \sqrt{\left(31.721 \frac{m}{s} - 28.2 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(10.57 \frac{m}{s}\right)^2} = 11.14 \frac{m}{s}$$

e. *Ángulo de entrada del álabe (Ec.26)*

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{C_{1m}}{U_1 - C_{1u}} \right] = \tan^{-1} \left[ \frac{10.57 \text{ m/s}}{31.721 \frac{m}{s} - 28.2 \frac{m}{s}} \right] = 71.58^\circ$$

## ii. **Salida del rotor**

a. *Velocidad tangencial del álabe a la salida del rotor*

Análogo a la Ec.21, introducimos los coeficientes plasmados en la tabla 10, entonces:

$$U_2 = \left[ \frac{0.85 + 0.35}{2} \right] \sqrt{2 \left( 9.81 \frac{m}{s^2} \right) (91.174 \text{ m})} = 25.38 \text{ m/s}$$

b. *Velocidad absoluta del fluido*

De la Ec.8 obtuvimos  $C_s = 11 \text{ m/s}$ , siendo esta la velocidad del fluido a la entrada al tubo de desfogue, la que se considerará igual a  $C_2$ , es decir:

$$C_s = C_2 = 11 \text{ m/s}$$

c. *Ángulo de salida del álabe*

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left[ \frac{U_2}{C_2} \right] = \tan^{-1} \left[ \frac{25.38 \text{ m/s}}{11 \text{ m/s}} \right] = 66.57^\circ$$

d. *Velocidad relativa*

$$W_2 = \sqrt{U_2^2 + C_2^2} = \sqrt{\left(25.38 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(11 \frac{m}{s}\right)^2} = 27.66 \frac{m}{s}$$



## **Tubo de Desfogue**

En la sección de *pre-cálculos* se realizó el dimensionamiento del tubo de desfogue, con el objetivo de determinar la ganancia de carga que éste tendría, utilizando la  $n_s$  calculada (211.62). Ahora, al haber establecido la carga neta ( $H_n = 91.174 \text{ m}$ ) y la  $n_s = 227.07$ ; procedemos a dimensionar el tubo nuevamente, el cual como veremos, está en función de la  $n_s$ .

### **i. Dimensionamiento**

#### **a. Profundidad del tubo de succión (Ec.33)**

$$A = D_2 \left[ 3.4 - \frac{n_s}{400} \right] = 1.0771 \text{ m} \left[ 3.4 - \frac{227.07}{400} \right] = 3.051 \text{ m}$$

#### **b. Longitud de la rama horizontal del tubo (Ec.34)**

$$L^* = D_2 \left[ 5 - \frac{n_s}{200} \right] = 1.0771 \text{ m} \left[ 5 - \frac{227.07}{200} \right] = 4.774 \text{ m}$$

#### **c. Sección de salida y entrada del tubo de succión**

##### **1. Alto de sección (Ec.35)**

$$Y = A - h'_s - L_b = 3.051 \text{ m} - 0 \text{ m} - 1 \text{ m} = 2.051 \text{ m}$$

##### **2. Ancho de sección (Ec.36)**

$$X = \frac{F'_s}{Y} = \frac{11.67 \text{ m}^2}{2.051 \text{ m}}$$

Pero antes ha de calcularse el área a la salida del tubo, utilizando la siguiente ecuación (Ec.37):

$$F'_s = \frac{Q_{un}}{C'_s} = \frac{17.5 \text{ m}^3/\text{s}}{1.5 \text{ m/s}}$$

#### **d. Radio de curvatura del codo (Ec.39)**

$$R_c \geq 0.6 D_{s\eta} = 0.6(1.5839 \text{ m}) = 0.9534 \text{ m}$$



## Cámara espiral

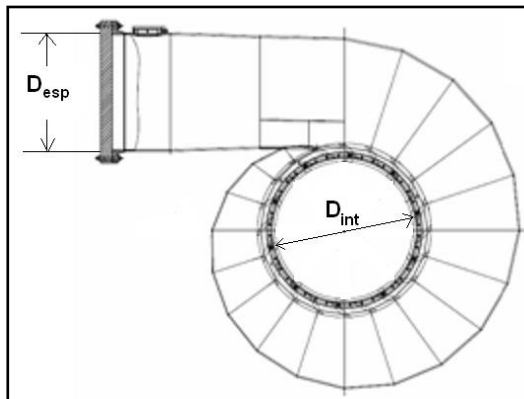
### i. Diámetro de entrada o admisión del espiral

Utilizando la Ec.28 ( o Ec.48), calculamos la velocidad máxima a la que deberá circular el agua a lo largo del tubo de succión y cámara espiral, para evitar al máximo las pérdidas de carga por fricción (calculadas en *Pre-cálculos*). Para este caso, consideraremos la velocidad máxima permisible, siendo:

$$C_e = 0.20\sqrt{2gH_n} = 0.20\sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(91.174 \text{ m})} = 8.46 \text{ m/s}$$

Para calcular el diámetro de entrada, se utiliza la Ec.49, obteniéndose:

$$D_e = \sqrt{\frac{4(17.5 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi(8.46 \text{ m/s})}} = 1.623 \text{ m}$$



### ii. Diámetro interno de la circunferencia de alimentación de la espiral

(Ec.50)

$$D_{int} = 1.6D_1 = 1.6(1.3464 \text{ m}) = 2.1542 \text{ m}$$

### iii. Diámetros de la tubería de la cámara espiral

Es conocido que el diámetro de la cámara espiral se reduce secuencialmente en la periferia de la turbina, por tanto, la Ec.51 nos ofrece una alternativa para el cálculo de los distintos diámetros de la espiral a diferentes ángulos ecuatoriales de la misma (ver gráfica 12).

$$D = x^{3/5}D_e$$

A 90° el diámetro  $x = 0.75$





$$(0.75)^{3/5} = \frac{D_{90}}{D_e}$$

$$D_{90} = (0.75)^{\frac{3}{5}}(1.623 \text{ m}) = 1.3657 \text{ m}$$

A 180° el diámetro  $x = 0.5$

$$(0.5)^{3/5} = \frac{D_{180}}{D_e}$$

$$D_{180} = (0.5)^{\frac{3}{5}}(1.623 \text{ m}) = 1.0708 \text{ m}$$

A 270° el diámetro  $x = 0.25$

$$(0.25)^{3/5} = \frac{D_{270}}{D_e}$$

$$D_{270} = (0.25)^{\frac{3}{5}}(1.623 \text{ m}) = 0.7065 \text{ m}$$

#### **iv. Espesor de la cámara espiral**

La sobrepresión máxima ha soportar por todo el sistema de conductos no debe sobrepasar el 151% de la carga bruta disponible; por tanto:

$$P_{m\acute{a}x} = H_b * 1.51 = (93 \text{ m})(1.51) = 140.43 \text{ m} = 1,404.3 \text{ kPa}$$

Para esta presión se tiene el siguiente espesor de pared (Ec.52):

$$s = \frac{P_{m\acute{a}x} * D_e * N}{0.3\sigma_{t \text{ perm}}}$$

$$s = \frac{(1,404.3 \text{ kPa})(1.623 \text{ m})(1)}{0.3 (620,000 \text{ kPa})}$$

$$s = 0.0122 \text{ m} = 12.25 \text{ mm}$$

Este espesor es válido también para la tubería forzada de admisión. Es importante mencionar que la cámara espiral se encontrará embebida en la estructura de concreto de la casa de máquinas.



**v. Tiempo de cierre de válvula mariposa.**

a. Celeridad del agua (Ec.53)

$$a = \frac{C}{1 + \frac{\varepsilon}{E} \cdot \frac{D}{e}}$$

La relación  $D/e$  es la siguiente:

$$\frac{D}{e} = \frac{2.285 \text{ m}}{0.0122 \text{ m}} = 187.3$$

La celeridad será entonces:

$$a = \frac{C}{1 + \frac{\varepsilon}{E} \cdot \frac{D}{e}} = \frac{1420 \text{ m/s}}{1 + (0.01 * 187.3)}$$

$$a = 494.26 \text{ m/s}$$

b. Tiempo Crítico (Ec.54)

Definido como el tiempo de propagación de la onda (ida y vuelta). Esto es:

$$\mu = \frac{2 * L}{a}$$

$$\mu = \frac{2 * 290 \text{ m}}{494.26 \text{ m/s}} = 1.17 \text{ seg.}$$

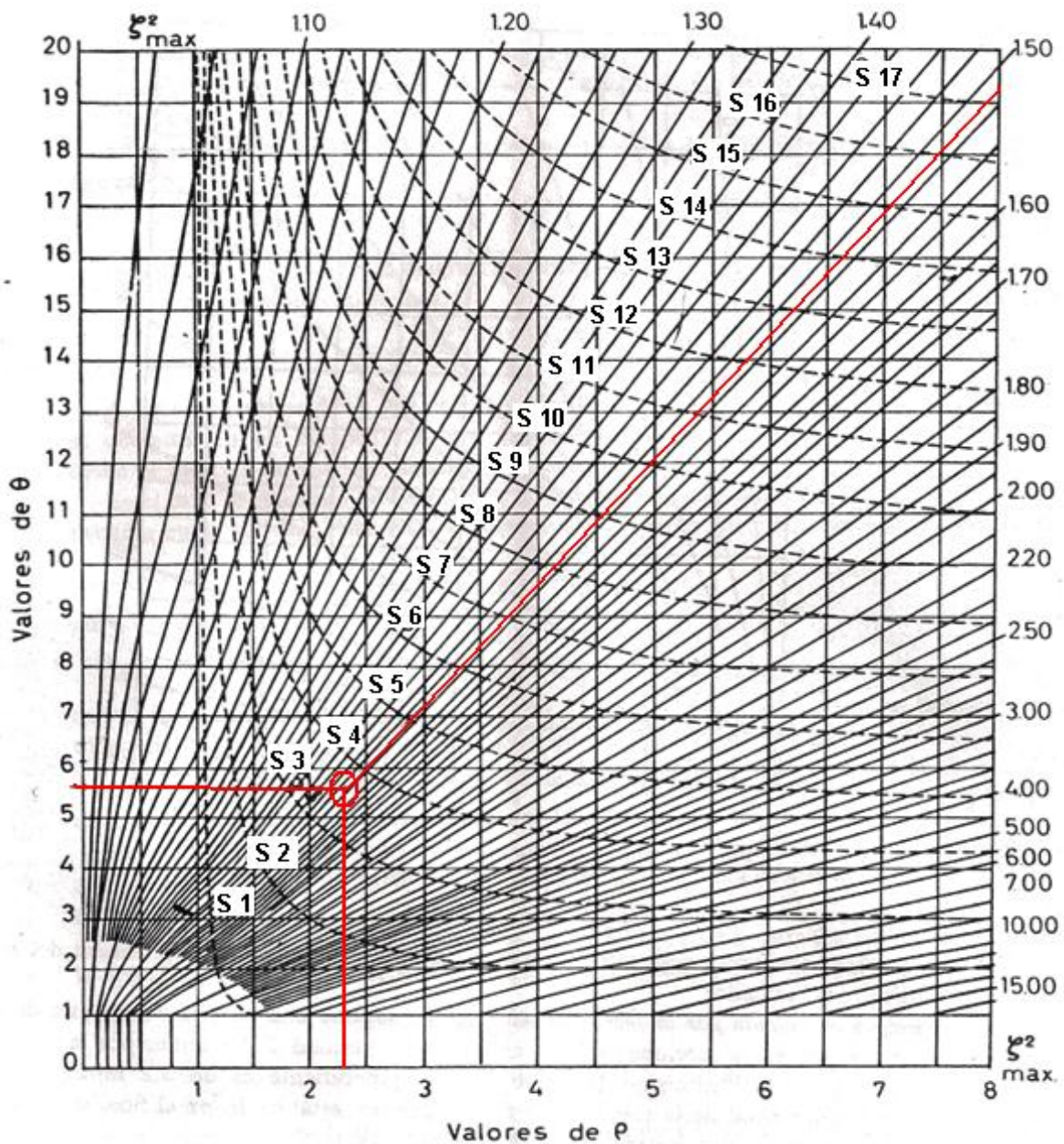
c. Tiempo necesario de cierre de la válvula para que la sobrepresión al final de la tubería no exceda el 151%

(Ec.55)

$$\zeta_{\text{máx}}^2 = \frac{\text{Sobrepresión}}{H_b} = \frac{140.43 \text{ m}}{93 \text{ m}} = 1.51$$

(Ec.56)

$$\rho = \frac{a * V}{2 * g * H_b} = \frac{\left(494.26 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \left(8.54 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}{(2) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (93 \text{ m})} = 2.31$$



Gráfica 13: Abaco de Allievi para obtener el tiempo de cierre en el distribuidor de la turbina

Para  $\zeta_{m\acute{a}x}^2$  y  $\rho$ , el diagrama de Allievi (gráfica 13), da  $\theta = 5.6$  y por tanto el tiempo de cierre necesario será:

(Ec.57)

$$T_r = \frac{2 * L * \theta}{a} = \frac{(2)(290 \text{ m})(5.6)}{494.26 \text{ m/s}} = 6.57 \text{ seg.}$$



A las coordenadas 5.6 y 2.31 ( $\theta, \rho$ ), corresponde la curva  $S = 3.7$ , es decir, la presión máxima se obtendrá en un tiempo de cierre de los álabes directrices:

$$S * \mu = 3.7 * 1.17 \text{ seg.} = 4.33 \text{ segundos}$$

### **Álabes directrices**

---

Para determinar las dimensiones de los álabes directrices, será necesario conocer:

#### **i. Longitud periférica formada por los álabes (Ec.59)**

Los álabes directrices están delimitados por el  $D_1$  y  $D_{int}$ ; por tanto,  $D_o$  estará entre estos dos; siendo igual a:

$$D_z = \frac{D' + D_{int}}{2} = \frac{1.508 \text{ m} + 2.1542 \text{ m}}{2} = 1.8311 \text{ m}$$

Considerando esto, obtendremos la longitud periférica que genera  $D_z$ :

$$L_{z'} = \pi D_z = \pi(1.8311 \text{ m}) = 5.7526 \text{ m}$$

Esta longitud nos será útil al momento de conocer el traslape entre los álabes directrices.

#### **ii. Longitud de los álabes**

##### **a. Cálculos trigonométricos para obtener la dimensión del álabes**

Aplicando la ley de los senos, se tiene:

$$\frac{\sin \alpha'}{\bar{a}} = \frac{\sin \beta'}{\bar{b}} = \frac{\sin \gamma'}{\bar{c}}$$

Y se sabe que:

$$180^\circ = \alpha' + \beta' + \gamma'$$

$$\beta' = 90^\circ + \alpha_1 = 90^\circ + 20.55^\circ = 110.55^\circ$$

Dado que no se conoce  $\alpha'$  ni  $\bar{a}$ ; se encontrará primeramente el ángulo  $\gamma'$ :

$$\frac{\sin \beta'}{\bar{b}} = \frac{\sin \gamma'}{\bar{c}}$$



$$\frac{\sin 110.55^\circ}{1.0771 \text{ m}} = \frac{\sin \gamma}{0.754 \text{ m}}$$

$$\gamma' = \sin^{-1} \left[ \frac{(\sin 110.55^\circ)(0.754 \text{ m})}{1.0771 \text{ m}} \right] = 40.96^\circ$$

Por ende:

$$\alpha = 180^\circ - \beta' - \gamma'$$

$$\alpha = 180^\circ - 110.55^\circ - 40.96^\circ = 28.49^\circ$$

Ahora se podrá encontrar la longitud del álabe directriz:

$$\frac{\sin \alpha'}{\bar{a}} = \frac{\sin \beta'}{\bar{b}}$$

$$\bar{a} = \left[ \frac{(\sin 28.49^\circ)(1.0771 \text{ m})}{\sin 110.55^\circ} \right]$$

$$\bar{a} = 0.5487 \text{ m} = 54.87 \text{ cm} = l_a$$

### iii. Cantidad de álabes directrices

La cantidad de álabes directrices, según la Ec.60, es:

$$z_1 = \frac{1}{4} \sqrt{D'} + 4 = \frac{1}{4} \sqrt{1,508 \text{ mm}} + 4 = 13.7 \approx 14 \text{ álabes}$$

En donde  $z_1$  debe cumplir la siguiente desigualdad:

$$z_1 > \frac{L_z}{l_a} = \frac{5.7526 \text{ m}}{0.5487 \text{ m}} = 10.48$$

$$z_1 > 10.48$$

$$14 > 10.48 \quad \checkmark$$

Al haberse cumplido esta desigualdad, nos aseguramos de que existirá un traslape entre los álabes. Entonces será necesario calcular la dimensión de este traslape. Partiremos determinando la longitud total de los álabes, suponiendo que estos se colocasen alineados axialmente uno tras de otro:

$$L_z = z_1 l_m = (14)(0.5487 \text{ m}) = 7.6818 \text{ m}$$



Por tanto, el traslape que habrá en cada uno de los álabes será de:

$$T_z = \frac{L_z - L_{z'}}{z_1} = \frac{7.6818 \text{ m} - 5.7526 \text{ m}}{14} = 0.1376 \text{ m}$$

Esta será la longitud que cada álabe tendrá sobre el otro.

#### iv. Obtención del diámetro del eje de los álabes directrices

Nuestros cálculos se basaran en el caso b), ya que cumple con las condiciones en el que se encontrará la turbina.

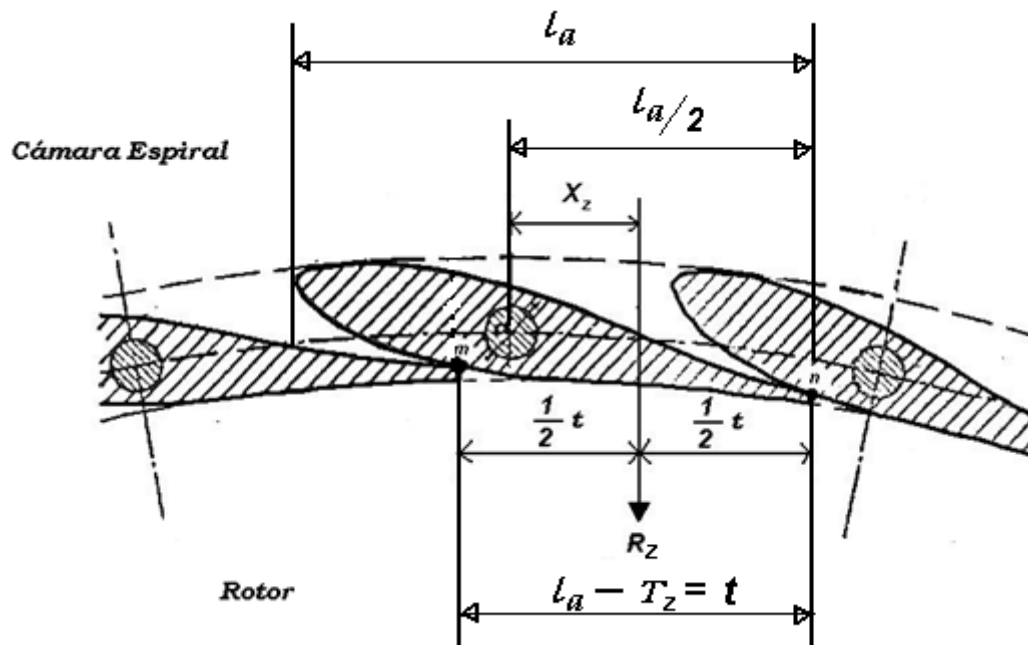


Figura 17: Obtención de  $R_z$ . Dimensiones necesarias.

La figura 17 permite visualizar con mayor claridad la posición en que se encuentra la fuerza resultante,  $R_z$ , la cual está a una determinada distancia,  $x_z$ ; provocando un momento torsor  $M_z$  en el álabe directriz.

Nuestra tarea ahora es llegar a determinar la longitud entre los puntos de contacto,  $t$ , y la distancia  $x_z$  (Ver figura 17).

Para  $t$ , tenemos lo siguiente:

$$t = l_a - T_z = 0.5487 \text{ m} - 0.1376 = 0.4111 \text{ m}$$



En donde  $l_a$  es la longitud del álabe y  $T_z$  es el traslape entre un álabe y otro.

Hallada la longitud  $t$ , procedemos a encontrar  $x_z$ , por medio de la siguiente ecuación:

$$x_z = \frac{l_a - t}{2} = \frac{0.5487 \text{ m} - 0.4111 \text{ m}}{2} = 0.0688 \text{ m}$$

Conocidas estas dimensiones, utilizamos la Ec.64, para determinar  $R_z$ , siendo de:

$$R_z = [H_n + h_s] t B \gamma = [93 \text{ m} - 0 \text{ m}](0.4111 \text{ m})(0.4072)(1000 \text{ kgf/m}^3)$$

$$R_z = 15,568.2 \text{ kgf}$$

Ahora, para determinar el momento torsor en el álabe directriz al estar cerrado, bastará multiplicar la fuerza anteriormente encontrada por la distancia de ésta al eje del álabe (Ec.65):

$$M_z = [H_n + h_s] t B \gamma x_z = R_z x_z = (15,568.2 \text{ kgf})(0.0688 \text{ m})$$

$$M_z = 1,071.1 \text{ kgf.m} = 107,109.22 \text{ kgf.cm}$$

#### **v. Diámetro del eje de los álabes directrices (Ec.66)**

Cada álabe directriz, deberá tener un eje pivotante del diámetro siguiente:

$$d_z = 1.72 * \sqrt[3]{\frac{M_{a \text{ máx}}}{\tau}}$$

$$d_z = 1.72 * \sqrt[3]{\frac{107,109.22 \text{ kgf.cm}}{2,551.02 \text{ kgf/cm}^2}}$$

$$d_z = 5.98 \text{ cm}$$

Agregándosele un factor de seguridad del 15%,  $d_z = 6.87 \text{ cm}$





**vi. Servomotor**

(Ec.67)

El coeficiente  $\phi = 2.1$ , recomendado para turbinas con cámara espiral

$$A = \phi \frac{P_{un}}{\sqrt{H_n}} = (2.1) \frac{20,210.74 \text{ CV}}{\sqrt{91.174 \text{ m}}} = 4,445 \text{ kgf}$$

**Eje de transmisión de potencia**

---

**i. Diámetro del eje**

**a. El momento torsor transmitido por el eje (Ec.68)**

$$M_{tor} = Q\rho(R_1C_1 \cos \alpha_1 - R_2C_2 \cos \alpha_2)$$

$$M_{tor} = \left(17.5 \frac{m^3}{s}\right) \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \left[\left(\frac{1.3464 \text{ m}}{2}\right) \left(30.12 \frac{m}{s}\right) (\cos 20.55^\circ) - \left(\frac{1.0771 \text{ m}}{2}\right) (11 \text{ m/s}) (\cos 90^\circ)\right]$$

$$M_{tor} = 332,263.67 \text{ N.m} = 33,890.9 \text{ kgfm} = 3,389,089.4 \text{ kgf cm}$$

**b. Se procede a calcular el diámetro del eje de la turbina, usando la siguiente fórmula**

$$d_e = 1.72 * \sqrt[3]{\frac{M_{tor}}{\tau}}$$

$$d_e = (1.72)^3 \sqrt{\frac{3,389,089.4 \text{ kgf.cm}}{2,551.02 \frac{kgf}{cm^2}}} = 18.91 \text{ cm}$$

$$d_e = 18.91 \text{ cm}$$

Se le agrega el 15% por factor de seguridad (previando sobrecargas en la turbina o en la demanda de potencia), quedando en  $d_e = 21.75 \text{ cm}$



## **Pesos de los componentes**

---

### **i. Obtención del peso del eje**

#### **a. Volumen del eje**

$$v_{eje} = \frac{\pi}{4} * d_{eje}^2 * h_{eje}$$

$$v_{eje} = \frac{\pi}{4} (21.75 \text{ cm})^2 (150 \text{ cm})$$

$$v_{eje} = 55,731.36 \text{ cm}^3 = 0.0756 \text{ m}^3$$

#### **b. Masa del eje**

$$m_{eje} = \rho_{a962} * v_{eje}$$

$$m_{eje} = 8 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} * 0.056 \text{ m}^3 * 1000$$

$$m_{eje} = 448 \text{ kg}$$

#### **c. Peso del eje**

$$P_{eje} = m_{eje} * g$$

$$P_{eje} = 488 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$P_{eje} = 4,394.88 \text{ N}$$

### **ii. Obtención del peso del rotor**

#### **a. Volumen del rotor**

$$V_{rotor} = [s_2 R_{2e} (l_m + B) z_2] + [\pi D_{2e}^2 \delta] + [\pi (l_m \delta_1 D_{2e})]$$

$$V_{rotor} = [(0.02 \text{ m})(0.763 \text{ m})(0.237 \text{ m} + 0.41 \text{ m}) 16] + [\pi (0.763 \text{ m})^2 (0.0225 \text{ m})] + [\pi (0.237 \text{ m})(0.03)(0.763 \text{ m})]$$

$$V_{sec. \text{ álabes}} = 0.216 \text{ m}^3$$



**b. Masa del rotor**

$$m_{\text{rotor}} = \rho_{a962} * V_{\text{rotor}}$$

$$m_{\text{rotor}} = 0.216 \text{ m}^3 * \frac{8 \text{ kg}}{\text{dm}^3} * 1000$$

$$m_{\text{rotor}} = 1728 \text{ kg}$$

**c. Peso del rotor**

$$P_{\text{rotor}} = m_{\text{rotor}} * g$$

$$P_{\text{rotor}} = 1728 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$P_{\text{rotor}} = 16,951.68 \text{ N}$$

**iii. Obtención del peso de la Voluta**

(Ec.69)

$$W_{\text{esp}} = k * D_e * s * (D' + \frac{D_e}{2})$$

$$W_{\text{esp}} = 120 * 1.623 \text{ m} * 22.25 * (1.508 + \frac{1.623}{2})$$

$$W_{\text{esp}} = 8,543.64 \text{ kg}$$

$$W_{\text{esp}} = 83,813.14 \text{ N}$$

Donde;

$W_{\text{esp}}$ : Peso de la espiral, kg

$k$ : Constante dependiente del material. Oscila de 100 a 140

$D_e$ : Diámetro de entrada a la espiral, m

$D'$ : Diámetro de entrada del rodete ( $D_{1e}$ ), m

$s$ : Espesor medio de las paredes, mm



## **Rodamientos**

---

### **i. Cargas Axiales**

a. *Producidas por peso del conjunto Rotor-Eje*

$$P_{rotor} = 16,951.68 \text{ N}$$

$$P_{eje} = 4,394.88 \text{ N}$$

$$C_{axial \text{ por peso}} = P_{rotor} + P_{eje}$$

$$C_{axial \text{ por peso}} = 16,951.68 \text{ N} + 4,394.88 \text{ N}$$

$$C_{axial \text{ por peso}} = 21,346.56 \text{ N}$$

b. *Carga por empuje axial del rotor*

Determinada por el criterio Allis Chalmers (gráfica 14);

(Ec.70)

$$f_{axial \text{ de rotor}} = 785 * k * D_1^2 * h_n$$

$$f_{axial \text{ de rotor}} = 785(0.708)(1.3464 \text{ m})^2(91.174 \text{ m})$$

$$f_{axial \text{ de rotor}} = 91,859.1 \text{ kgf} = 901,137.8 \text{ N}$$

c. *Carga total axial*

$$C_{Total \text{ axial}} = C_{axial \text{ por peso}} + f_{axial \text{ de rotor}}$$

$$C_{Total \text{ axial}} = 21,346.56 \text{ N} + 901,137.8 \text{ N}$$

$$C_{Total \text{ axial}} = 922,484.36 \text{ N}$$

Para asegurarnos que soporte sobrecargas, adicionaremos 8% más de fuerza axial.

$$C_{Total \text{ axial}} = 977,833.4 \text{ N} = 1,056 \text{ KN}$$

### **ii. Cargas Radiales**

Se recomienda considerar un máximo de 2% de la carga axial como carga radial.



$$C_{Total\ Radial} = (0.02)C_{Total\ axial} = (0.02)1,056\ KN = 21.12\ KN$$

### **iii. Selección del modelo de Rodamiento**

Ahora que tenemos las Cargas y el tipo de rodamiento, solo basta introducir los datos en el software online de SKF. Este inmediatamente nos da una lista de recomendaciones, nosotros elegimos el que cumpla los requerimientos de resistencia y vida útil además de las dimensiones cercanas para la determinación del muñón del eje. El seleccionado fue el rodamiento de rodillos esféricos de rotula designación 29452 E, cumple los requerimientos de resistencia y posee una vida útil a esas cargas de 15,300 horas ó 1.75 años a plena carga, como la planta solo funcionará 6 meses por año en promedio, la vida útil del mismo será equivalente a 3.5 años ó 30,600 horas. La hoja de características técnicas y dibujos del mismo están presentadas en la sección de anexos.

## **Acoples**

---

### **i. Cálculo de fijación**

#### **a. Calculo de número de pernos (Ec.71)**

$$N = \frac{(1.6)(F_k)[(4 * MT) - (FA * D_f)]}{[D_f(T_s - F_{pc})]}$$

**Donde:**

N: Número de pernos teóricamente necesario.

1.6: Coeficiente de seguridad del apriete para llave dinamométrica clase B según FD E 25-030.

F<sub>k</sub>: Factor de forma de pernos elegido, ver gráfica 15.

MT: Momento de par total aplicado a la corona en kN m.

FA: Carga axial en kN.

D<sub>f</sub>: Diámetro de fijación en mm.

T<sub>s</sub>: Tensión de apriete.

F<sub>pc</sub>: Pérdida de tensión por elasticidad bajo cabeza en KN

L<sub>k</sub>: Longitud afectada en mm.

D: Diámetro del perno en mm.

L<sub>k</sub>: 80mm (ver tabla 8, “A. Chavelier”)

D: 27mm (ver tabla 6, “A. Chavelier”)

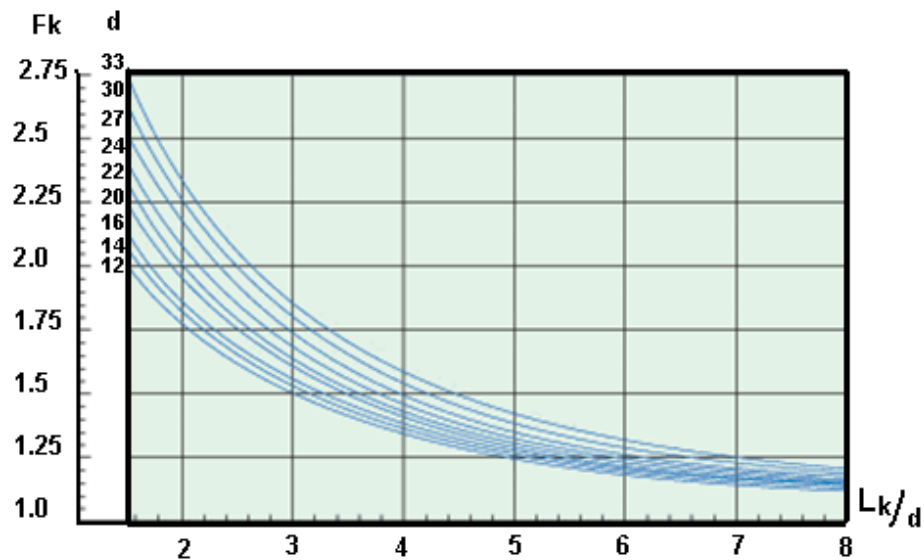
D<sub>f</sub>: 270.4 mm

MT: 333 KN

FA: 1056 KN



1. Factor de forma (gráfica 15)



$F_k = 1.75$

2. Tensión de apriete (Tabla 9)

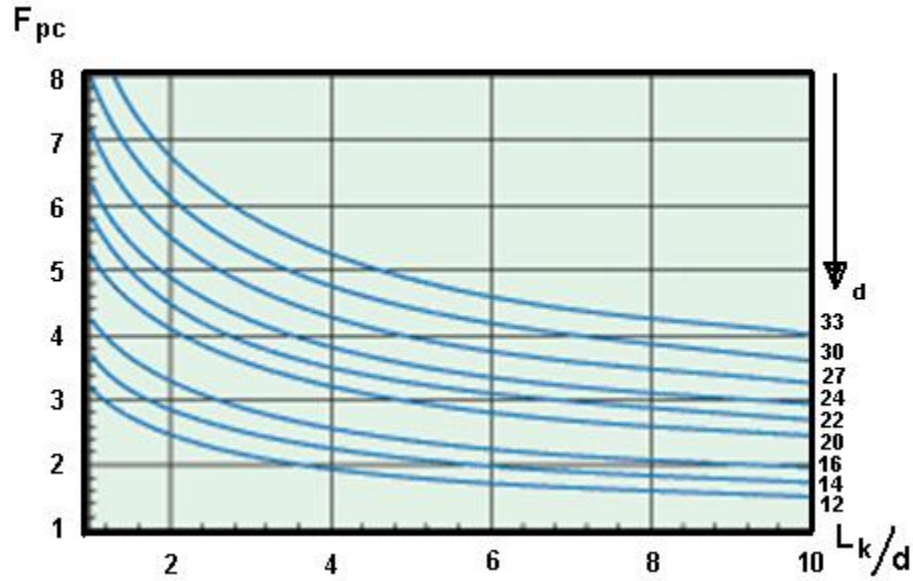
Díámetro (mm)	12	14	16	20	22	24	27	30	33
Tensión (kN)	56	77	106	166	208	239	315	385	480

$T_s = 315$  KN



### 3. Pérdida de tensión (gráfica 16)

$$F_{pc} = 4.8 \text{ KN}$$



#### Número de pernos (Ec.71)

$$N = 1.6 Fk * (4 * MT - FA * Df) / Df (Ts - F_{pc})$$

$$N = 1.6 * 1.75 * (4 * 333 - 1056 * 270.4) / 270.4 (315 - 4.8)$$

$$N = 9.49 \approx 10 \text{ pernos}$$





## **Notas de páginas**

---

<sup>1</sup> La tabla original se presenta en anexo 5.

<sup>2</sup> Permitir que el embalse llene su volumen (hasta el normal), después de una extracción continua.

<sup>3</sup> Adicional a lo que el río aporta con su caudal (duración del caudal del río: 70 %)

<sup>4</sup> Para mas información, ver: <http://es.wikipedia.org/wiki/Embalse>

<sup>5</sup> Obtenidas del programa Google Earth y de la visita realizada al sitio del proyecto

<sup>6</sup> “Energía Hidroeléctrica, turbinas y plantas generadoras”, Oviejo Zubricaray. pág.247

<sup>7</sup> Dícese de la operación de obtener un valor por el método gráfico, al realizar una línea horizontal y otra vertical en la abscisa y ordenada correspondiente, el punto de intersección será el valor deseado, es decir, una coordenada. Se puede proceder de manera inversa, es decir, partiendo de unas coordenadas.

<sup>8</sup> Temperatura del agua: 22 C

<sup>9</sup> Fórmula de “Thomas”

<sup>10</sup> Esta página del libro muestra la velocidad permisible en la cámara espiral para turbinas de reacción en general

<sup>11</sup> Estos valores están plasmados en una gráfica proveniente del Libro “Turbomáquinas Hidráulicas” de Manuel Polo Encinas. Estos valores son el resultado a la ecuación de continuidad aplicado al gasto másico del fluido en toda la voluta

<sup>12</sup> Factor de conversión: 1 metro de columna de agua es igual a aprox. 10 kPa

<sup>13</sup> Los cálculos para determinar el diámetro tubería de admisión se encuentran en el subtema “Pérdidas de carga en tubería de admisión”

<sup>14</sup> Lorenzo Allievi (1856-1941): Ingeniero eléctrico nacido en Italia, conocido por sus grandiosos aportes en el estudio e investigación del Golpe de Ariete

<sup>15</sup> Factor de conversión: 1 CV = 0.0007355. (<http://www.convertworld.com/es/potencia/>)

<sup>16</sup> Ver en anexos: velocidad angular según número de polos

<sup>17</sup> Head race+penstock; longitudes medias.



## **CONCLUSIÓN**

La transformación de la energía para satisfacer las necesidades humanas es la actividad por excelencia, dentro de la coparticipación creadora del ingeniero. En nuestro trabajo monográfico retomamos una de las formas de energía, la hidroeléctrica; hidráulica en su origen, eléctrica en su aplicación; dado que en Nicaragua es sumamente importante, aprovechando los recursos hídricos que este país posee.

Según la actualización de registros de caudal de la estación meteorológica 6963 “Viejo en la Lima”, logramos comprobar una disminución en el caudal medio del río, influyendo directamente en una baja al caudal de diseño a seleccionar para la generación eléctrica en el aprovechamiento hidroeléctrico “La Sirena”. Hasta el año 2009, el caudal promedio del río es de  $12.7 \text{ m}^3/\text{s}$ , optando por un caudal de diseño de  $35 \text{ m}^3/\text{s}$ ; mismo que será extraído de la represa con la que contarán las instalaciones de la planta, si éste llega a consumarse.

Determinamos gráficamente el tipo de turbina más recomendado a utilizar, según caudal de diseño y altura o carga disponible, siendo la turbina tipo Francis la más idónea para estas condiciones, a demás de las ventajas inherentes que presenta, como son la alta eficiencia y las pequeñas dimensiones (relativamente). El sub tipo de turbina Francis seleccionada se encuentra entre Francis Normal y Rápida, categorización que depende de la revolución específica.

Se identificaron las pérdidas y ganancias de carga principales, con el objeto de conocer la altura neta disponible; resultando de 91.174 m. Dato que nos permitió hacer el dimensionamiento de los elementos y determinación de la potencia total a generar, siendo de 27.13 MW.

Obtenidos los parámetros principales, se efectuó el dimensionamiento de los componentes siguientes: Rotor, álabes directrices móviles, cámara espiral y tubo de desfogue; de igual manera consideramos las dimensiones y/o capacidad del: Eje de transmisión rotor-generator, rodamiento de soporte, servomotores, tubo de admisión, etc.

El diseño del rotor Francis y álabes directrices, involucró principios hidrodinámicos para determinar la forma y exactitud de éstos, en los que se precisan bajas pérdidas de carga por efecto de fricción, desprendimiento de capa límites o torbellinos.



## **RECOMENDACIONES**

- Sera necesario el uso de espárragos en el acople rotor-eje, se hizo evidente debido a la forma constructiva del rotor y por facilidades técnicas de ensamble; pero el método de selección de calidad y resistencias mecánicas de éstos es análoga al análisis de pernos. No se recomienda por ningún motivo disminuir la calidad del espárrago o cantidad de éstos, a menos que sea técnicamente justificado.
- Se Recomienda la fabricación del rotor por un método muy utilizado por renombradas industrias (Mitsubishi Heavy Industries, Siemens, etc.) el cual es conocido como fundición por compresión centrífuga o dinámica, éste permite aumentar la resistencia mecánica de la aleación. Este tipo de acero (inoxidable austenítico A962) solo puede mejorar sus propiedades mecánicas por comprensión o deformación, por tal razón, es necesario el método anterior para mejorar las mismas.
- Las dimensiones principales y críticas de la turbina deben respetarse a toda costa, si han de cambiarse se deberá justificar con memoria de cálculos dichos cambios, para solventar que la misma cumpla con los requisitos técnicos. En los planos de diseño mecánico del rotor, mostrados en la carpeta anexa al cuerpo de esta monografía, se observan las dimensiones calculadas a partir del Libro *Turbinas Hidráulicas (Miroslav Nechleba)*; por ende, es importante poner atención en todas las dimensiones del conjunto, debido a que podrían generarse discrepancias si se eligiesen literaturas ajenas a las mencionadas en este documento.
- Se recomienda el uso de dos servo-motoreductores de tipo cicloidal por cada turbina, ya que estos soportan cargas de choque hasta del 500% del valor nominal. Es importante que, uno solo tenga la capacidad de generar la torsión suficiente para realizar el correcto desplazamiento de los álabes directrices, con el objeto de garantizar la confiabilidad en caso de que uno de ellos falle.
- En caso de cambiar las aleaciones seleccionadas y recomendadas para la elaboración de ciertos componentes, se debe asegurar que estas nuevas aleaciones cumplan con las resistencias mecánicas y químicas.
- Existe muy poca literatura que permita un diseño completo de los componentes de una turbina Francis; por tanto, fue necesario el uso de muchas fuentes de información, la cual procuramos que estuviesen en concordancia, evitando errores en el dimensionamiento. Si desean ampliar esta monografía, será importante entonces procurar la concordancia y quedará a criterio propio esta selección de literaturas o fuentes.



## **BIBLIOGRAFÍA**

- Nechleba, Miroslav; ***Turbomáquinas Hidráulicas***. Editorial Mir, 1957.
- Manuel Viejo Zubicaray; ***Energía Hidroeléctrica, Turbinas y Plantas Generadoras***. Editorial Limusa, México 1977
- Manuel Polo Encinas; ***Turbomáquinas Hidráulicas: Principios Fundamentales***. Editorial Limusa, México 1988
- Mataix, Claudio; ***Turbomáquinas Hidráulicas***. Editorial ICAI.
- John K. Vennard y Robert L. Street; ***Elementos de Mecánica de Fluidos***. Tomos I y II. Editorial Revolucionaria, La Habana 1986.
- Pashkov; ***Hidráulica y Máquinas Hidráulicas***; Editorial Mir, 1985
- Egor P. Popov; ***Mecánica de Materiales***, Editorial Limusa, México 2000
- Victor L. Streeter, Benjamin Wylie, Keith W. Bedford; ***Mecánica de Fluidos***. Editorial Mc Graw Hill, Bogotá 2000.
- Kurt Gieck; ***Manual de Formulas Técnicas***. Editorial Alfaomega, México 2007
- Enrique Becerril; ***Hidromecánica***. Editorial Dossat S.A, Madrid 1960.
- DIXON, S. L; ***Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery***. Editorial Butterworth Heinemann.
- SCIUBBA, Enrico; ***Lezioni di Turbomacchine***. Editorial Editrice Universitaria di Roma.
- Recursos en ***Internet***